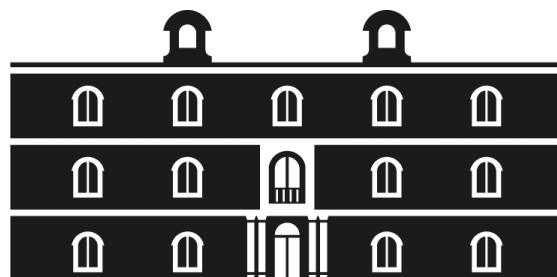




Universidad
Politécnica
de Cartagena



industriales
etsii UPCT

Diseño óptimo de topología de elementos estructurales con ANSYS

Titulación: Ingeniería Industrial
Intensificación: Estructuras y
Construcciones Industriales
Alumno/a: D. Diego Javier Martínez
Vigueras
Director/a/s: Dr. Pascual Martí Montrull
D. Jesús Martínez Frutos

Cartagena, 23 de Septiembre de 2013

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, me gustaría mostrar mi agradecimiento a mis directores de proyecto; Dr. Pascual Martí, por permitirme realizar este proyecto, enseñarme la importancia de realizar las cosas adecuadamente y con esmero, introducirme en la no siempre fácil transición del mundo universitario al mundo real y por todas las facilidades que he tenido durante el tiempo que he estado en el Departamento; y a D. Jesús Martínez Frutos, por sus consejos y rápidas soluciones cada vez que encontraba problemas en el uso del programa ANSYS. Además, quisiera hacer extensivo este agradecimiento a todo el personal del Dpto. de Estructuras y Construcción, por el amable trato que he recibido durante todo este tiempo, y especialmente a Darío, con quien he disfrutado, esos duros días al inicio de la semana que son los lunes, charlando acerca de lo ocurrido en la jornada futbolística y por sus ánimos en cada visita que le hacía a su mesa.

Por supuesto, agradecer a mi familia, y en especial, a mis padres; soy quien soy gracias a ellos y me han enseñado la importancia fundamental de ser fiel a los principios de uno mismo siempre y en todo momento. Además, mis abuelos, quienes no podrán leer en persona esta hoja, pero sé que lo verán desde arriba y especialmente a ellos les dedico este proyecto.

No puedo olvidarme tampoco de agradecer a mis amigos, que siempre me mostraron su apoyo y confianza en que llevaría a buen puerto lo que emprendiera. Es difícil citarlos a todos aquí, por lo que podría englobarlos a todos en el grupo que otrora se conociera como “los/as de la Coca Cola”. También he de citar a los playeros, sobre todo a mis dos compañeros inseparables en “la oficina”.

Finalmente, quiero agradecer a todos aquellos que han hecho que mi carrera universitaria, que se ve culminada con este proyecto, haya sido más llevadera y plagada de grandes momentos. A mis “compañeros de piso”, Manu, Antonio y Camilo, a mis compañeros de “seleção”, Alberto, Dani, Alfonso (pocos los reconocerán por estos nombres, pero evoca a uno de esos grandes momentos pasados en las ‘comidas seleção’) y demás compañeros. A los integrantes del “Grupo 6”, Berna, Pablo y Chus, por esos gratos ratos que hemos disfrutado mientras trabajábamos duro, y a todos aquellos que, además de permitirme disfrutar de su amistad, me han ayudado académicamente y me han facilitado en muchas ocasiones el lograr aprobados en innumerable cantidad de asignaturas como “Fher”, “So”, “Coly” o Carmen. Si me dejó a alguien en el tintero, espero que sepa disculparme.

Índice

CAPÍTULO 1. OBJETIVO Y CONTENIDO DEL PROYECTO...	1
1.1 INTRODUCCIÓN	1
1.2 OBJETIVOS.....	1
1.3 ESTRUCTURA DEL PROYECTO	2
1.4 MEDIOS UTILIZADOS	2
 CAPÍTULO 2. EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS...	 3
2.1 INTRODUCCIÓN	3
2.2 ASPECTOS GENERALES DEL MÉTODO	3
2.2.1 Formulación de las características de un elemento finito	4
2.2.1.1 <i>Funciones de desplazamiento</i>	4
2.2.1.2 <i>Deformaciones en los elementos</i>	6
2.2.1.3 <i>Tensiones en los elementos</i>	7
2.2.1.4 <i>Fuerzas nodales y matriz de rigidez del elemento</i>	8
2.2.1.5 <i>Ensamblaje</i>	11
2.2 EL PROGRAMA DE ELEMENTOS FINITOS ANSYS	14
2.3.1 Fundamentos del programa	14
2.3.2 Organización del programa	15
2.3.3 Análisis con ANSYS	16

2.3.3.1	<i>Preproceso</i>	16
2.3.3.2	<i>Ensamblaje y solución</i>	19
2.3.3.3	<i>Postproceso</i>	19

CAPÍTULO 3. OPTIMIZACIÓN DE TOPOLOGÍA EN EL PROGRAMA ANSYS..... 21

3.1	INTRODUCCIÓN	21
3.2	OPTIMIZACIÓN EN ANSYS	21
3.2.1	Conjuntos de diseño posibles y no factibles	22
3.2.2	El conjunto de diseño óptimo	23
3.2.3	Los métodos de optimización y las herramientas de diseño.....	23
3.3	MÉTODO DE APROXIMACIÓN POR SUBPROBLEMAS	25
3.3.1	Función de las aproximaciones.....	26
3.3.2	Minimizando la aproximación del subproblema	27
3.3.3	Convergencia	28
3.4	MÉTODO DE OPTIMIZACIÓN DE PRIMER ORDEN	29
3.4.1	La función objetivo sin restricciones.....	29
3.4.2	La dirección de búsqueda	30
3.4.3	Convergencia	32
3.5	OPTIMIZACIÓN DE TOPOLOGÍA	32
3.5.1	Formulación del problema general de optimización	32
3.5.2	Máxima rigidez del diseño (sujeto a restricciones de volumen)	33
3.5.3	El diseño de volumen mínimo (sujeto a restricciones de rigidez).....	33
3.5.4	Los cálculos del elemento.....	34
3.5.5	El sistema de optimización por objetivos	35
3.6	OPTIMIZACIÓN DE TOPOLOGÍA EN ANSYS	38
3.6.1	Introducción.....	38
3.6.2	Introducción a la optimización de topología	38
3.6.3	Proceso de la optimización de topología	39

CAPÍTULO 4. ANÁLISIS DE PANDEO EN EL PROGRAMA ANSYS.....	47
4.1 INTRODUCCIÓN	47
4.2 TIPOS DE ANÁLISIS DE PANDEO.....	47
4.2.1 Análisis de pandeo no lineal	47
4.2.2 Análisis de pandeo con autovalores	48
4.3 SUPOSICIONES Y RESTRICCIONES.....	48
4.3.1 Puntos a recordar	49
4.4 DESCRICIÓN DEL ANÁLISIS	49
4.4.1 Extracción de autovalores y vector propio	50
4.5 REALIZACIÓN DE UN ANÁLISIS DE PANDEO NO LINEAL	60
4.5.1 Aplicación de incrementos de carga.....	61
4.5.2 Tiempo de paso automático.....	61
4.5.3 Solución no convergente	61
4.5.4 Consejos y sugerencias para la realización de un análisis no lineal de pandeo	61
4.5.5 Realización de un post-análisis de pandeo	62
4.6 PROCEDIMIENTO PARA UN ANÁLISIS DE AUTOVALORES	63
4.6.1 Construcción del modelo	63
4.6.2 Obtener la solución estática.....	63
4.6.3 Obtener la solución de autovalores.....	64
4.6.4 Revisión de los resultados	66
4.7 EJEMPLO DE ANÁLISIS DE PANDEO (COMANDOS O MÉTODO BATCH)	67
 CAPÍTULO 5. DISEÑO ÓPTIMO TOPOLÓGICO DE ELEMENTOS SIMPLES.....	 69
5.1 INTRODUCCIÓN	69

5.2	VIGAS EN VOLADIZO ASIMÉTRICAS SOMETIDAS A CARGAS PUNTUALES (PLANO).....	69
5.2.1	Introducción.....	69
5.2.2	Vigas en voladizo asimétricas	70
5.3	VIGAS EN VOLADIZO ASIMÉTRICAS SOMETIDAS A CARGAS PUNTUALES (ESPACIAL).....	77
5.3.1	Introducción.....	77
5.3.2	Vigas en voladizo asimétricas sometidas a cargas puntuales	78
5.4	COMPARATIVA DE LOS RESULTADOS	87

CAPÍTULO 6. DISEÑO ÓPTIMO TOPOLÓGICO DE CONJUNTOS DE ELEMENTOS SIMPLES..... 92

6.1	INTRODUCCIÓN	92
6.2	VIGAS EN VOLADIZO ASIMÉTRICAS SOMETIDAS A CARGAS PUNTUALES	93
6.2.1	Introducción.....	93
6.2.2	Vigas en voladizo asimétricas	94
6.3	VIGAS EN VOLADIZO ASIMÉTRICAS SOMETIDAS A CARGAS PUNTUALES CON PLACAS TRANSVERSALES	105
6.3.1	Introducción.....	105
6.3.2	Vigas en voladizo asimétricas con placas transversales	106
6.4	COMPARATIVA DE LOS RESULTADOS DE 6.2-6.3	117
6.5	VIGAS EN VOLADIZO ASIMÉTRICAS CON PANELES	123
6.5.1	Introducción.....	123
6.5.2	Vigas en voladizo asimétricas con paneles superiores	124
6.6	COMPARATIVA DE LOS RESULTADOS DE 6.3-6.5	136

CAPÍTULO 7. DISEÑO ÓPTIMO TOPOLÓGICO DE ESTRUCTURA GLOBAL.....	142
7.1 INTRODUCCIÓN	142
7.2 BLOQUES MACIZOS EN VOLADIZO ASIMÉTRICOS CON PANELES	143
7.2.1 Introducción.....	143
7.2.2 Bloques macizos en voladizo asimétricos con paneles	144
 CAPÍTULO 8. CONCLUSIONES.....	158
8.1 RESUMEN DE LOS TRABAJOS REALIZADOS	158
8.2 CONCLUSIONES.....	158
 REFERENCIAS.....	161
 ANEJOS	
 ANEJO I MACROS DEL PROGRAMA ANSYS PARA LA OPTIMIZACIÓN DE TOPOLOGÍA DE ELEMENTOS SIMPLES	163
ANEJO II MACROS DEL PROGRAMA ANSYS PARA LA OPTIMIZACIÓN DE TOPOLOGÍA DE CONJUNTOS DE ELEMENTOS.....	179
ANEJO III MACRO DEL PROGRAMA ANSYS PARA LA OPTIMIZACIÓN DE TOPOLOGÍA DE ESTRUCTURA GLOBAL	250
ANEJO IV MACROS DEL PROGRAMA ANSYS PARA EL POSTPROCESADO DE LA SOLUCIÓN	270

1 Objetivos y contenido del proyecto

1.1 INTRODUCCIÓN

En el presente proyecto se ha realizado la optimización de topología de diferentes elementos estructurales, por el método de los elementos finitos.

Para el análisis y la optimización se ha utilizado como herramienta el programa de elementos finitos ANSYS.

El objetivo global del proyecto es el desarrollo, implementación y validación de modelos para el diseño óptimo de topología de elementos estructurales. A lo largo del proyecto se aumenta la complejidad de los modelos para alcanzar comportamientos más realistas de los mismos. Se inicia con los primeros modelos que se componen únicamente por elementos simples. Los siguientes modelos se forman por la combinación y adición de varios elementos simples, hasta llegar a un modelo final en el que se intentan alcanzar los objetivos del proyecto con un elemento estructural global.

1.2 OBJETIVOS

Los objetivos parciales cubiertos en este proyecto son:

- Revisión bibliográfica acerca del análisis lineal y estabilidad inicial.
- Revisión bibliográfica de la optimización de topología de elementos estructurales.
- Estudio de manuales de ANSYS.
- Definición de los problemas de optimización de topología de elementos estructurales.
- Desarrollo e implementación, en el programa de Elementos Finitos ANSYS, de modelos numéricos para el diseño óptimo de topología de elementos estructurales.
- Obtención de desplazamientos y tensiones sobre los elementos estructurales optimizados.
- Análisis lineal de pandeo sobre los elementos estructurales optimizados.
- Análisis de resultados y conclusiones sobre las distintas topologías obtenidas.

1.3 ESTRUCTURA DEL PROYECTO

El proyecto consta de los siguientes capítulos:

- Capítulo 1. Se describen los objetivos y el contenido del proyecto.
- Capítulo 2. Se describe el método de los elementos finitos.
- Capítulo 3. Se describe con carácter general la optimización en ANSYS, centrándose en la optimización de topología.
- Capítulo 4. Se describe con carácter general el análisis de pandeo en ANSYS, centrándose en el análisis de pandeo lineal.
- Capítulo 5. Se realiza la optimización de topología para dos problemas con elementos estructurales simples.
- Capítulo 6. Se realiza la optimización de topología para tres problemas formados por conjuntos de elementos simples.
- Capítulo 7. Se realiza la optimización de topología para un problema constituido por una estructura global completa.
- Capítulo 8. Se exponen las conclusiones y observaciones extraídas a lo largo del proyecto.

1.4 MEDIOS UTILIZADOS

El proyecto se ha realizado en el laboratorio de I+D del Grupo de Investigación de Optimización Estructural, del Departamento de Estructuras y Construcción, ubicado en la Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial (ETSII) de la Universidad Politécnica de Cartagena.

Para la realización del proyecto ha sido necesaria la utilización del siguiente equipo y software:

- Características técnicas:
Procesador Intel®Core™2 Duo CPU E8500.
3,16 GHz, 4 Gb de Memoria RAM.
- Sistema operativo:
Windows 7 Professional.
- Software:
Microsoft Office Professional Plus 2010.
ANSYS (versión 13.0).
- Impresoras:
TOSHIBA e-STUDIO3511-4511 PCL5c.

2 El método de los elementos finitos

2.1 INTRODUCCIÓN

La creciente complejidad de los sistemas que han de ser analizados, junto con el aumento de la sofisticación y potencia de cálculo de los sistemas informáticos digitales, ha impuesto el desarrollo de nuevos métodos de análisis, en particular el Método de los Elementos Finitos.

Este método es el que se ha utilizado en este proyecto fin de carrera, haciendo uso del programa ANSYS. A continuación se va a describir este método y su utilización en el programa ANSYS.

2.2 ASPECTOS GENERALES DEL MÉTODO

Este método ha sido ampliamente usado en la discretización de cualquier tipo de estructuras. Una de sus ventajas más importantes consiste en que las aproximaciones de tipo físico realizadas en el proceso de discretización siguen una metodología unitaria y sistemática. El continuo analizado es sustituido por un número finito de subdominios interconectados entre sí en un número finito de puntos denominados *nodos*. El comportamiento del continuo original está gobernado por las leyes de la Mecánica del Medio Continuo. En el Método de los Elementos Finitos las funciones solución no se definen en todo el continuo, sino que sus valores numéricos se calculan únicamente en los nodos. La función solución se obtiene en cualquier otro punto del continuo utilizando unas *funciones de interpolación* adecuadas. Un elemento finito es un subdominio en el cual se definen las funciones de interpolación. La exactitud de la solución depende del número de elementos empleados en la discretización del continuo, así como del tipo de funciones de interpolación utilizadas.

De esta manera, para analizar el comportamiento de una estructura continua mediante el método de los elementos finitos debemos proceder de la siguiente manera:

1. El continuo se divide, mediante líneas o superficies imaginarias, en un número de elementos finitos.

2. Se toman como incógnitas los desplazamientos de los nodos de la malla, como ocurre en el análisis de estructuras discretas.
3. Se elige un conjunto de funciones que definan de manera única el campo de desplazamientos dentro de cada elemento finito en función de los desplazamientos nodales de dicho elemento.
4. Estas funciones de desplazamientos definirán de manera única el estado de deformación dentro del elemento en función de los desplazamientos nodales. Estas deformaciones, junto con las deformaciones iniciales y las propiedades constitutivas del material, definirán el estado de tensiones en todo el elemento y, por consiguiente, en sus contornos.
5. Se determina un sistema de fuerzas concentradas en los nodos que equilibre las tensiones en el contorno y cualesquiera cargas repartidas, obteniéndose la relación entre fuerzas y desplazamientos de la forma

$$\mathbf{q}^e = \mathbf{K}^e \mathbf{a}^e + \mathbf{f}^e$$

siendo: \mathbf{q}^e el vector de fuerzas que actúan en los nodos ; \mathbf{K}^e la matriz de rigidez ; \mathbf{a}^e el vector de desplazamientos nodales ; \mathbf{f}^e el vector de fuerzas nodales necesarias para equilibrar las fuerzas másicas, las tensiones iniciales, las deformaciones iniciales y las tensiones aplicadas en el contorno del elemento.

6. Con las rigideces de cada elemento se ensambla la matriz de rigidez global de la estructura. Se aplican las condiciones de contorno y se establece el sistema de ecuaciones global de la estructura, de donde se obtienen los desplazamientos globales. Finalmente se calculan las tensiones en cada elemento a partir de los desplazamientos.

A continuación, se incluye la formulación de las características de un elemento finito, para el caso más básico. Las características particulares de los elementos utilizados se describen en el capítulo correspondiente al modelo de elementos finitos.

2.2.1 Formulación de las características de un elemento finito

2.2.1.1 Funciones de desplazamiento

Un elemento triangular típico (Fig. 2.1) se caracteriza por sus nodos i, j, m y por su contorno formado por líneas rectas.

Los desplazamientos de un nodo i tienen dos componentes

$$\mathbf{a}_i = \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \end{Bmatrix}$$

y para los tres nodos del triángulo se tienen seis componentes agrupadas en un vector

$$\mathbf{a}^e = \begin{Bmatrix} \mathbf{a}_i \\ \mathbf{a}_j \\ \mathbf{a}_m \end{Bmatrix}$$

Los desplazamientos de cualquier punto interior al elemento se pueden definir en función de estos seis valores. Esta función se obtiene fácilmente mediante dos polinomios de primer grado (planos) de la forma

$$\begin{aligned} u &= \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y \\ v &= \alpha_4 + \alpha_5 x + \alpha_6 y \end{aligned} \quad (2-1)$$

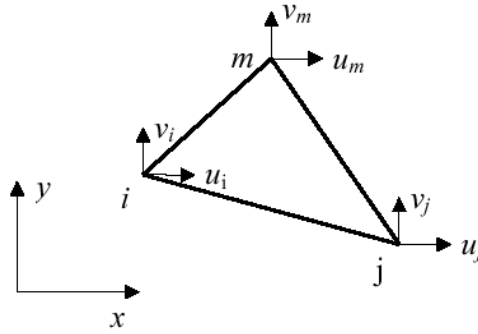


Figura 2.1. Elemento triangular de un medio continuo.

Las seis constantes α_i se calculan resolviendo los dos sistemas de tres ecuaciones y tres incógnitas que se obtienen al sustituir las coordenadas de los tres nodos del triángulo e igualar las expresiones resultantes a los desplazamientos correspondientes a estos nodos. Así pues, para el desplazamiento u

$$\begin{aligned} u_i &= \alpha_1 + \alpha_2 x_i + \alpha_3 y_i \\ u_j &= \alpha_1 + \alpha_2 x_j + \alpha_3 y_j \\ u_m &= \alpha_1 + \alpha_2 x_m + \alpha_3 y_m \end{aligned}$$

Resolviendo y sustituyendo en la Ec. (2-1) se obtiene la función de desplazamiento u de cualquier punto interior del elemento

$$\begin{aligned} u &= \frac{1}{2\Delta} \left[(a_i + b_i x + c_i y) u_i + (a_j + b_j x + c_j y) u_j + (a_m + b_m x + c_m y) u_m \right] \quad (2-2) \\ a_i &= x_j y_m - x_m y_j \quad b_i = y_j - y_m = y_{jm} \quad c_i = x_m - x_j = x_{mj} \\ a_j &= x_m y_i - x_i y_m \quad b_j = y_m - y_i = y_{mi} \quad c_j = x_i - x_m = x_{im} \\ a_m &= x_i y_j - x_j y_i \quad b_m = y_i - y_j = y_{ij} \quad c_m = x_j - x_i = x_{ji} \end{aligned}$$

$$2\Delta = \det \begin{vmatrix} 1 & x_i & y_i \\ 1 & x_j & y_j \\ 1 & x_m & y_m \end{vmatrix} = 2 \cdot (\text{Area triángulo } ijm)$$

Igualmente, sustituyendo en la Ec. (2-2) se obtiene la función de desplazamiento v

$$v = \frac{1}{2\Delta} \left[(a_i + b_i x + c_i y) v_i + (a_j + b_j x + c_j y) v_j + (a_m + b_m x + c_m y) v_m \right] \quad (2-3)$$

Así, los desplazamientos \mathbf{u} de cualquier punto del elemento son aproximadamente iguales a un vector columna $\hat{\mathbf{u}}$ definido por la expresión

$$\mathbf{u} \cong \hat{\mathbf{u}} = \mathbf{N} \mathbf{a}^e = [\mathbf{N}_i, \mathbf{N}_j, \mathbf{N}_m] \mathbf{a}^e \quad (2-4)$$

en donde:

\mathbf{N} es una matriz de funciones de forma;

\mathbf{a}^e son los desplazamientos nodales, e
 \mathbf{I} es la matriz unidad.

La Ec. (2-4) en forma desarrollada es

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} N_i & 0 & N_j & 0 & N_m & 0 \\ 0 & N_i & 0 & N_j & 0 & N_m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ u_j \\ v_j \\ u_m \\ v_m \end{Bmatrix} \quad (2-5)$$

Mediante las Ecs. (2-2) y (2-3), y a partir de la Ec. (2-5) se deducen las funciones de interpolación

$$\begin{aligned} N_i &= \frac{1}{2\Delta} (a_i + b_i x + c_i y) \\ N_j &= \frac{1}{2\Delta} (a_j + b_j x + c_j y) \\ N_m &= \frac{1}{2\Delta} (a_m + b_m x + c_m y) \end{aligned} \quad (2-6)$$

La función de desplazamientos elegida garantiza automáticamente la continuidad de desplazamientos entre elementos adyacentes, debido a que los desplazamientos varían linealmente a lo largo de cualquiera de los lados del triángulo y, al ser los mismos desplazamientos en los nodos para dos elementos contiguos, existirá el mismo desplazamiento a lo largo de todo el contorno de separación.

2.2.1.2 Deformaciones en los elementos

Las deformaciones en cualquier punto de un elemento se definen, en función de los desplazamientos, mediante la expresión

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{S} \mathbf{u} \quad (2-8)$$

siendo \mathbf{S} un operador lineal. Sustituyendo \mathbf{u} de la Ec. (2.4), las deformaciones pueden aproximarse en la forma.

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{S} \mathbf{N} \mathbf{a}^e = \mathbf{B} \mathbf{a}^e \quad (2-8)$$

En el caso de tensión plana se tiene

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \mathbf{S} \mathbf{u} \quad (2-8)$$

Las matrices \mathbf{B} correspondientes a los nodos del elemento triangular, en función de las funciones de forma, se expresan de la siguiente forma

$$\mathbf{B}_i = \mathbf{L} \mathbf{I} N_i = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_i}{\partial y} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} & \frac{\partial N_i}{\partial x} \end{bmatrix} = \frac{1}{2\Delta} \begin{bmatrix} b_i & 0 \\ 0 & c_i \\ c_i & b_i \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B}_j = \mathbf{L} \mathbf{I} N_j = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_j}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_j}{\partial y} \\ \frac{\partial N_j}{\partial y} & \frac{\partial N_j}{\partial x} \end{bmatrix} = \frac{1}{2\Delta} \begin{bmatrix} b_j & 0 \\ 0 & c_j \\ c_j & b_j \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B}_m = \mathbf{L} \mathbf{I} N_m = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_m}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_m}{\partial y} \\ \frac{\partial N_m}{\partial y} & \frac{\partial N_m}{\partial x} \end{bmatrix} = \frac{1}{2\Delta} \begin{bmatrix} b_m & 0 \\ 0 & c_m \\ c_m & b_m \end{bmatrix}$$

Las deformaciones en un punto del elemento son

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{S} \mathbf{N} \mathbf{a}^e = \mathbf{B} \mathbf{a}^e = \begin{bmatrix} \mathbf{B}_i & \mathbf{B}_j & \mathbf{B}_m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{a}_i \\ \mathbf{a}_j \\ \mathbf{a}_m \end{Bmatrix}$$

y, debido a que \mathbf{B} es una matriz independiente de la posición del punto del elemento, las deformaciones son constantes en todo el elemento.

2.2.1.3 Tensiones en los elementos

Admitiendo la hipótesis de material elástico lineal, la relación entre tensiones y deformaciones es de la forma

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D}(\boldsymbol{\varepsilon} - \boldsymbol{\varepsilon}_0) + \boldsymbol{\sigma}_0 \quad (2-9)$$

siendo:

$\boldsymbol{\varepsilon}_0$ las deformaciones iniciales a las que puede estar sujeto un elemento.

$\boldsymbol{\sigma}_0$ las tensiones residuales iniciales.

\mathbf{D} una matriz de constantes elásticas.

En el caso de tensión plana, la relación anterior es de la forma

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \mathbf{D} \left(\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} \varepsilon_{0x} \\ \varepsilon_{0y} \\ \gamma_{0xy} \end{Bmatrix} \right) + \begin{Bmatrix} \sigma_{0x} \\ \sigma_{0y} \\ \tau_{0xy} \end{Bmatrix} \quad (2-9)$$

y la matriz \mathbf{D} se obtiene a partir de las relaciones entre tensiones y deformaciones para un medio isótropo

$$\begin{aligned} \varepsilon_x - \varepsilon_{0x} &= \frac{\sigma_x}{E} - \frac{\nu \sigma_y}{E} \\ \varepsilon_y - \varepsilon_{0y} &= \frac{\nu \sigma_x}{E} + \frac{\sigma_y}{E} \\ \gamma_{xy} - \gamma_{0xy} &= \frac{2(1+\nu) \tau_{xy}}{E} \end{aligned}$$

Despejando las tensiones e identificando con la Ec. (2-9) se obtiene

$$\mathbf{D}_{ip} = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{(1-\nu)}{2} \end{bmatrix} \quad (2-10)$$

en donde E es el módulo de elasticidad longitudinal y ν el coeficiente de Poisson.

En el caso de deformación plana, la tensión σ_z no es nula, y las relaciones entre tensiones y deformaciones son

$$\begin{aligned} \varepsilon_x - \varepsilon_{0x} &= \frac{\sigma_x}{E} - \frac{\nu \sigma_y}{E} - \frac{\nu \sigma_z}{E} \\ \varepsilon_y - \varepsilon_{0y} &= -\frac{\nu \sigma_x}{E} + \frac{\sigma_y}{E} - \frac{\nu \sigma_z}{E} \\ \varepsilon_z = 0 &= -\frac{\nu \sigma_x}{E} - \frac{\nu \sigma_y}{E} + \frac{\sigma_z}{E} \\ \gamma_{xy} - \gamma_{0xy} &= \frac{2(1+\nu) \tau_{xy}}{E} \end{aligned}$$

de donde se obtiene la matriz de elasticidad en deformación plana

$$\mathbf{D}_{dp} = \frac{E(1-\nu)}{(1-2\nu)(1+\nu)} \begin{bmatrix} 1 & \frac{\nu}{(1-\nu)} & 0 \\ \frac{\nu}{(1-\nu)} & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{(1-2\nu)}{2(1-\nu)} \end{bmatrix} \quad (2-11)$$

2.2.1.4 Fuerzas nodales y matriz de rigidez del elemento

Sean \mathbf{q}^e las fuerzas que actúan en los nodos del elemento, siendo éstas estáticamente equivalentes a las tensiones en el contorno y a las fuerzas distribuidas que actúan sobre el elemento. Cada una de las fuerzas \mathbf{q}_i^e que actúa sobre los nodos debe tener el mismo número de componentes que el desplazamiento en el nodo. Las fuerzas distribuidas \mathbf{b} son por definición las que actúan por unidad de volumen en dirección correspondiente a las de los desplazamientos \mathbf{u} en ese punto.

Para un problema de elasticidad bidimensional, se tiene

$$\mathbf{q}^e = \begin{Bmatrix} q_i^e \\ q_j^e \\ \vdots \end{Bmatrix} \quad \mathbf{q}_i^e = \begin{Bmatrix} U_i \\ V_i \end{Bmatrix} \quad \mathbf{b} = \begin{Bmatrix} b_x \\ b_y \end{Bmatrix}$$

Para establecer la equivalencia entre las fuerzas nodales y las tensiones actuantes en el contorno y fuerzas distribuidas, el procedimiento más sencillo es aplicar el método de los trabajos virtuales, que consiste en imponer un desplazamiento arbitrario (virtual) a los nodos e igualar el trabajo exterior realizado por las fuerzas nodales al efectuado interiormente por las tensiones y fuerzas distribuidas durante dicho desplazamiento.

Sea un desplazamiento virtual de los nodos. De acuerdo con las Ecs. (2-5) y (2-8), los desplazamientos y deformaciones virtuales en un punto del elemento son

$$\delta \mathbf{u} = \mathbf{N} \delta \mathbf{a}^e \quad \text{y} \quad \delta \boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{B} \delta \mathbf{a}^e$$

El trabajo efectuado por las fuerzas nodales es igual a la suma de los productos de las componentes de cada una de las fuerzas por sus correspondientes desplazamientos, es decir

$$\delta \mathbf{a}^{eT} \mathbf{q}^e$$

De la misma forma, el trabajo interno por unidad de volumen efectuado por las tensiones y fuerzas distribuidas es

$$\delta \boldsymbol{\varepsilon}^T \boldsymbol{\sigma} - \delta \mathbf{u}^T \mathbf{b}$$

y sustituyendo las expresiones de $\delta \boldsymbol{\varepsilon}$ y $\delta \mathbf{u}$ teniendo en cuenta que $(\mathbf{AB})^T = \mathbf{B}^T \mathbf{A}^T$, se tiene

$$\delta \mathbf{a}^T (\mathbf{B}^T \boldsymbol{\sigma} - \mathbf{B}^T \mathbf{b})$$

Igualando el trabajo externo con el trabajo interno total obtenido al integrar sobre el volumen del elemento, se obtiene

$$\delta \mathbf{a}^{eT} \mathbf{q}^e = \delta \mathbf{a}^{eT} \left(\int_{V^e} \mathbf{B}^T \boldsymbol{\sigma} d(vol) - \int_{V^e} \mathbf{N}^T \mathbf{b} d(vol) \right)$$

Puesto que esta relación es válida para cualquier desplazamiento virtual, se debe cumplir

$$\mathbf{q}^e = \int_{V^e} \mathbf{B}^T \boldsymbol{\sigma} d(vol) - \int_{V^e} \mathbf{N}^T \mathbf{b} d(vol)$$

Esta expresión es válida para cualquier relación entre tensiones y deformaciones. Si la relación es lineal, como en el caso de la Ec. 2.9, se puede escribir

$$\mathbf{q}^e = \mathbf{K}^e \mathbf{a}^e + \mathbf{f}^e \quad (2-13)$$

siendo \mathbf{K}^e la matriz de rigidez del elemento i, j, m

$$\mathbf{K}_{ij}^e = \int_{S^e} \mathbf{B}_i^T \mathbf{D} \mathbf{B}_j d(vol)$$

y

$$\mathbf{f}^e = -\int_{V^e} \mathbf{N}^T \mathbf{b} d(vol) - \int_{V^e} \mathbf{B}^T \mathbf{D} \boldsymbol{\varepsilon}_0 d(vol) + \int_{V^e} \mathbf{B}^T \boldsymbol{\sigma}_0 d(vol)$$

En la última ecuación, los tres términos representan las fuerzas debidas a las fuerzas másicas, las deformaciones iniciales y las tensiones iniciales.

La expresión de las matrices de rigidez se puede poner como

$$\mathbf{K}_{ij}^e = \int_{S^e} \mathbf{B}_i^T \mathbf{D} \mathbf{B}_j t dx dy$$

siendo t el espesor del elemento, y extendiéndose la integral sobre la superficie del triángulo. Si el espesor del elemento se supone constante, hipótesis que tiende a ser tanto más cierta a medida que disminuye el tamaño de los elementos, entonces, como ninguna de las matrices contiene a x o y , se tiene

$$\mathbf{K}_{ij}^e = \mathbf{B}_i^T \mathbf{D} \mathbf{B}_j t \Delta$$

donde Δ es el área del triángulo.

El término \mathbf{f}^e de la Ec. (2-13) corresponde a las fuerzas másicas, que en el caso de tensión o deformación plana se definen como

$$\mathbf{f}^e = -\int_{S^e} \mathbf{N} \begin{Bmatrix} b_x \\ b_y \end{Bmatrix} dx dy$$

o bien de la Ec. (2-5)

$$\begin{aligned} \mathbf{f}_i^e &= -\int_{S^e} \mathbf{N}_i \begin{Bmatrix} b_x \\ b_y \end{Bmatrix} dx dy \\ \mathbf{f}_j^e &= -\int_{S^e} \mathbf{N}_j \begin{Bmatrix} b_x \\ b_y \end{Bmatrix} dx dy \\ \mathbf{f}_m^e &= -\int_{S^e} \mathbf{N}_m \begin{Bmatrix} b_x \\ b_y \end{Bmatrix} dx dy \end{aligned}$$

Si las fuerzas másicas b_x y b_y son constantes y si se encuentra el origen de coordenadas local en el centro de gravedad del elemento, se pueden resolver fácilmente estas integrales, ya que

$$\int_{S^e} x dx dy = \int_{S^e} y dx dy = 0$$

y mediante las Ecs. (2-7) se obtiene

$$\mathbf{f}_i^e = - \begin{Bmatrix} b_x \\ b_y \end{Bmatrix} \int_{S^e} \frac{a_i}{2\Delta} dx dy = - \begin{Bmatrix} b_x \\ b_y \end{Bmatrix} \frac{\Delta}{3}$$

$$\mathbf{f}^e = - \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_i^e \\ \mathbf{f}_j^e \\ \mathbf{f}_m^e \end{Bmatrix} = - \frac{\Delta}{3} \begin{Bmatrix} b_x \\ b_y \\ b_x \\ b_y \\ b_x \\ b_y \end{Bmatrix}$$

Esto significa que el sistema de fuerzas que actúa en las direcciones x e y debidas a las fuerzas másicas se distribuye entre los nodos en tres partes iguales.

Si sobre los elementos del contorno hay aplicadas fuerzas por unidad de superficie (\mathbf{t}), será necesario añadir un término adicional al vector de fuerzas de los elementos cargados. Considerando el trabajo virtual que produce, este término es

$$- \int_{S^e} \mathbf{N}^T \mathbf{t} d(\text{área})$$

2.2.1.5 Ensamblaje

Una vez satisfechas las condiciones de equilibrio dentro de cada elemento se deben establecer las condiciones de equilibrio en los nodos de la estructura. Las ecuaciones que resultan contendrán los desplazamientos como incógnitas y una vez calculadas éstas el problema está resuelto.

Considérese la estructura sometida a un sistema de fuerzas externas \mathbf{r} aplicadas en los nodos

$$\mathbf{r} = \begin{Bmatrix} r_1 \\ r_2 \\ \vdots \\ r_m \end{Bmatrix}$$

Si se establece el equilibrio en un nudo cualquiera i , cada componente de \mathbf{r}_i tiene que ser igual a la suma de las componentes de las fuerzas que aportan los elementos que concurren en dichos nudos

$$\mathbf{r}_i = \sum_{e=1}^m \mathbf{q}_i^e = \mathbf{q}_1^e + \mathbf{q}_2^e + \dots + \mathbf{q}_m^e \quad (2-14)$$

en donde \mathbf{q}_i^1 es la fuerza que el elemento 1 aporta al nudo i , \mathbf{q}_i^2 la fuerza que aporta el elemento 2, etc.

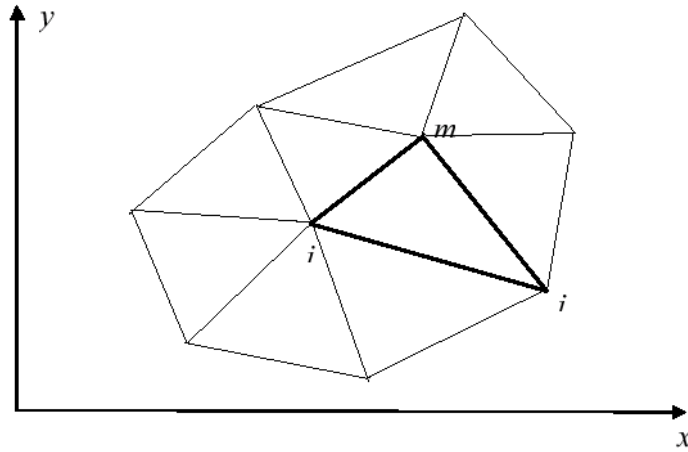


Figura 2.2. Elementos del continuo.

Sustituyendo la Ec. (2-13) para cada elemento en la Ec. (2-14) se tiene

$$\mathbf{r}_i = \sum_{e=1}^m (\mathbf{K}^e \mathbf{a}^e + \mathbf{f}^e) = \left(\sum_{e=1}^m \mathbf{K}_{i1}^e \right) \mathbf{a}_1 + \left(\sum_{e=1}^m \mathbf{K}_{i2}^e \right) \mathbf{a}_2 + \dots + \sum_{e=1}^m \mathbf{f}_i^e$$

Reuniendo todas estas ecuaciones se obtiene

$$\mathbf{r} = \mathbf{K} \mathbf{a} + \mathbf{f} \quad (2-15)$$

en donde \mathbf{K} es la matriz de rigidez completa de la estructura, cuyas submatrices son

$$\mathbf{K}_{ij} = \sum_{e=1}^m \mathbf{K}_{ij}^e$$

\mathbf{f} es el vector de cargas sobre la estructura, siendo los subvectores

$$\mathbf{f}_i = \sum_{e=1}^m \mathbf{f}_i^e$$

\mathbf{r} es la matriz de fuerzas externas aplicadas en los nodos de la malla

$$\mathbf{r} = \begin{Bmatrix} r_1 \\ r_2 \\ \vdots \\ r_m \end{Bmatrix}$$

\mathbf{a} es la matriz de desplazamientos de todos los nodos de la estructura.

La ecuación matricial (2-15) da lugar al siguiente sistema de ecuaciones de equilibrio

$$\begin{Bmatrix} r_1 \\ \vdots \\ r_i \\ r_j \\ r_m \\ \vdots \\ r_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{11} & \cdots & \mathbf{K}_{1i} & \mathbf{K}_{1j} & \mathbf{K}_{1m} & \cdots & \mathbf{K}_{1n} \\ & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ & & \mathbf{K}_{ii} & \mathbf{K}_{ij} & \mathbf{K}_{im} & \cdots & \mathbf{K}_{in} \\ & & & \mathbf{K}_{jj} & \mathbf{K}_{jm} & \cdots & \mathbf{K}_{jn} \\ & & & & \mathbf{K}_{mm} & \cdots & \mathbf{K}_{mn} \\ & & & & & \ddots & \vdots \\ & & & & & & \mathbf{K}_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ \vdots \\ a_i \\ a_j \\ a_m \\ \vdots \\ a_n \end{Bmatrix} \quad (2-16)$$

En el primer miembro están las fuerzas exteriores conocidas que actúan sobre los nodos de la malla de elementos finitos, así como las reacciones desconocidas que actúan sobre los grados de libertad restringidos. En el segundo miembro se tiene la matriz de rigidez completa de la estructura y el vector que contiene los desplazamientos desconocidos (correspondientes a los nodos libres de la malla) y los desplazamientos conocidos (que corresponden a los grados de libertad restringidos).

La matriz de rigidez completa de la Ec. (2-16) es singular y no puede invertirse, debido a que la estructura sin las ligaduras externas es inestable y hay infinitas soluciones al sistema de ecuaciones (2-16).

El sistema de ecuaciones (2-16) puede reordenarse y quedar de la siguiente forma

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{r}_L \\ \mathbf{r}_R \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{LL} & \mathbf{K}_{LR} \\ \mathbf{K}_{RL} & \mathbf{K}_{RR} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{a}_L \\ \mathbf{a}_R \end{Bmatrix}$$

siendo:

- \mathbf{r}_L las fuerzas exteriores aplicadas en los nodos de la malla, (conocidas).
- \mathbf{r}_R las reacciones en los grados de libertad restringidos, (desconocidas).
- \mathbf{a}_L los desplazamientos libres de los nodos de la malla, (desconocidos).
- \mathbf{a}_R los desplazamientos restringidos de los nodos de la malla, (conocidos).

De la primera ecuación del sistema (3.17) se obtiene

$$\mathbf{r}_L = \mathbf{K}_{LL} \mathbf{a}_L + \mathbf{K}_{LR} \mathbf{a}_R$$

y despejando los desplazamientos de los nodos libres

$$\mathbf{a}_L = \mathbf{K}_{LL}^{-1} (\mathbf{r}_L - \mathbf{K}_{LR} \mathbf{a}_R) \quad (2-18)$$

en donde el segundo miembro es conocido y se pueden obtener los desplazamientos de los nodos de la malla.

Una vez resuelto el sistema de ecuaciones (2-18) se conoce el vector de desplazamientos de todos los nodos de la malla, (\mathbf{a}), y consecuentemente el vector de desplazamientos de un elemento finito (\mathbf{a}^e).

Sustituyendo el vector de desplazamientos en la Ec. (2-5) se obtienen los desplazamientos en cualquier punto del elemento

$$\mathbf{u} \cong \hat{\mathbf{u}} = \mathbf{N} \mathbf{a}^e$$

Sustituyendo el vector de desplazamientos en la Ec. (2.8) se obtienen las deformaciones en cualquier punto del elemento

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{B} \mathbf{a}^e$$

Sustituyendo el vector de desplazamientos en la Ec. (2-9) se obtienen las tensiones en cualquier punto del elemento

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D}(\boldsymbol{\varepsilon} - \boldsymbol{\varepsilon}_0) + \boldsymbol{\sigma}_0$$

Si se utiliza la matriz de elasticidad correspondiente al problema de deformación plana, de la ecuación anterior se obtiene el vector de tensiones (en el plano) y la tensión σ_z se obtiene en la forma

$$\sigma_z = \nu(\sigma_x + \sigma_y)$$

2.3 EL PROGRAMA DE ELEMENTOS FINITOS ANSYS

ANSYS es un software de "Uso general" que contiene capacidades y funciones para diversas utilidades, resuelve numerosos tipos de análisis y tiene múltiples aplicaciones en el campo de la ingeniería. El programa está basado en el análisis por el Método de los Elementos Finitos, ha sido desarrollado por la empresa SWANSON ANALYSIS SYSTEMS, INC., la cual presentó la primera edición comercial de ANSYS en 1971. Desde entonces ha evolucionado hasta presentar su versión más actual, aprovechando los avances en el mundo de la informática.

Se ha definido el programa ANSYS como un código de propósito general de Elementos Finitos de "Uso general", lo que significa la inclusión de diversas capacidades generales, (preprocesador, solución, postprocesador, gráficos y utilidades), dando lugar a un programa fácil de usar. En otras palabras, no es simplemente un programa especializado para resolver problemas, ANSYS puede satisfacer los problemas de diseño y análisis requeridos en una industria o en cualquier otro grupo de la ingeniería.

"Uso general" tiene otro significado en cuanto a resolver diversos tipos de problemas, incluyendo: estructurales, térmicos, eléctricos, magnéticos, de fluidos, lineales o no lineales, a partir de un mismo formato de entrada. También se pueden unir los efectos de estas disciplinas para resolver, por ejemplo, problemas térmico-tensionales, electro-magnéticos, acústicos o piezoeléctricos.

2.3.1 Fundamentos del programa

La respuesta analítica de un sistema físico a una acción, es difícil de encontrar, ya que supone resolver el sistema de ecuaciones diferenciales que representan el fenómeno, y eso es prácticamente imposible para la mayoría de los casos. El Método de los Elementos Finitos ofrece una manera apropiada de obtener soluciones aproximadas a casi todos los problemas de ingeniería.

El programa ANSYS transforma un sistema real (con infinitas incógnitas), en un modelo de elementos finitos. El modelo es una idealización matemática del sistema real, los nodos, elementos y condiciones de contorno se usan en la descripción del modelo.

El término *elemento finito* resume el concepto básico del método; la transformación de un sistema físico, con un número *infinito* de incógnitas (la respuesta en cada punto del sistema), a uno que tienen un número *finito* de incógnitas relacionadas unas con otras por *elementos* con un tamaño finito.

El programa es utilizado en una gran cantidad de campos de la ingeniería, incluyendo el aeroespacial, el del automóvil, el biomecánico, el de productos de consumo, el de productos electrónicos, el de la ingeniería nuclear, mecánica y energía, etc. Puede ser utilizado para analizar el choque de un vehículo, para estudiar el campo magnético en un reproductor de imagen de resonancia magnética, o en el proceso de solidificación de una pieza de fundición de una máquina.

Si se usa el programa ANSYS, u otro paquete CAD para construir el modelo, se puede utilizar ANSYS más adelante en el proceso para verificar el diseño final antes de hacer el prototipo. ANSYS puede ayudar a reducir de manera significativa la totalidad del tiempo empleado en desarrollar el producto, reduciéndose el número de ciclos de prototipo-chequeo-evaluación. Incluso, en algunos casos no es deseable o práctico hacer un prototipo, como por ejemplo en aplicaciones de biomedicina, incluyendo implantes de cadera, lentes intraoculares o aplicaciones aeroespaciales, es entonces cuando el programa ANSYS cumple un papel fundamental.

2.3.2 Organización del programa

Al trabajar con ANSYS se debe tener en cuenta la organización del programa. ANSYS presenta dos niveles fundamentales:

- Nivel Inicial (Begin Level).
- Nivel de Procesador (Processor Level).

Cuando se inicia ANSYS se está en el nivel inicial, desde este nivel se accede a los distintos procesadores, o a utilizar algunas de las diferentes utilidades del programa.

El procesador es una colección de comandos relacionados para ejecutar una función general. Los comandos son utilizados para introducir datos y controlar el programa, existen más de 800 comandos, normalmente asociados a un procesador, no es necesario memorizarlos ya que se puede acceder a la documentación de los mismos directamente durante el desarrollo del análisis.

Además de la estructura del programa ANSYS, se debe tener en cuenta la organización de los datos. Estos incluyen:

- Datos de entrada, información como: las dimensiones de un modelo, las propiedades de materiales, las cargas aplicadas, etc.
- Los resultados o datos de salida, valores que ANSYS, calcula tales como desplazamientos y tensiones en un análisis estructural.

Estos dos tipos de datos se almacenan de manera ordenada en la Base de Datos de ANSYS. No importa en que parte del programa se encuentre, se puede acceder a los datos de entrada o salida desde cualquier nivel, ya que se trabaja con una única Base de Datos. Esto permite listar, mostrar, modificar, o borrar cualquier dato específico de una manera rápida y fácil.

2.3.3 Análisis con ANSYS

El programa ANSYS es capaz de ejecutar una gran variedad de análisis por elementos finitos, desde un simple análisis lineal-estático hasta un complejo análisis no lineal-dinámico y transitorio. Cualquiera que sea el tipo de análisis, existen unos pasos comunes a seguir.

El procedimiento para un análisis con ANSYS está dividido en tres pasos distintos:

- Preproceso.
- Solución y ensamblaje.
- Postproceso.

Para la realización de este apartado, se ha tomado como referencia la información obtenida en el curso de promoción educativa realizado por el Servicio de Apoyo a la Investigación Tecnológica (SAIT): *El Método de los Elementos Finitos. Aplicaciones con ANSYS* (Cartagena, 2001).

2.3.3.1 Preproceso

2.3.3.1.1 Definición de la geometría

La geometría del modelo se puede definir de dos formas: mediante puntos, líneas, superficies y volúmenes (puntos para definir líneas, líneas para definir superficies, y superficies para construir volúmenes), ó mediante una definición directa de superficies y volúmenes. Cuando se opta por la generación automática de mallas, pueden aparecer errores de conexión entre elementos, pudiéndose dar los siguientes casos:

- Conexión de nodos que están dentro de un radio predefinido.
- Generación de bordes comunes definidos por curvas de diferente orden.

También cabe la posibilidad de haber aproximado una curva real por otra de orden más bajo apareciendo así pendientes discontinuas en la unión, constituyendo un falso concentrador de tensiones. Se pueden utilizar curvas *spline* en las cuales las pendientes en los extremos que se conectan se hacen iguales.

Por otro lado, el error puede aparecer después de *mallar*, debido a que las funciones de forma de los elementos pueden estar definidas por elementos de bajo orden, sin continuidad de la pendiente.

En los casos en que exista intersección de sólidos y superficies, si éstos son muy diferentes, aparecen concentradores de tensión a lo largo de la línea de intersección.

2.3.3.1.2 Elección de los tipos de elementos

El tipo de elemento a utilizar debe ser el apropiado para resolver cada problema: térmico, estructural, etc. En el caso estructural, la elección de los elementos depende de la forma en que la estructura transmite la carga. Los tipos de comportamiento son:

- Membrana. El elemento resiste cargas en su plano y no tiene rigidez normal a su plano.
- Placa. El elemento resiste cargas normales a su plano.
- Lámina. Combina los dos casos anteriores.

- Sólidos. Análisis de elementos tridimensionales.
- Axilimétricos. Para cuerpos de revolución.

Por razones de precisión y coste computacional, es conveniente utilizar siempre el elemento más sencillo dentro de los que puedan dar un adecuado resultado.

2.3.3.1.3 Características del material

La propiedad más importante es la relación entre la tensión y la deformación (Módulo de Young o módulo de elasticidad longitudinal).

Para materiales *isótropos* (las propiedades no dependen de la dirección), y *homogéneos* (propiedades constantes en todo el material), sólo es necesario dar un valor para cada propiedad del material dentro del elemento. En elasticidad tridimensional, para definir la relación tensión-deformación son necesarias dos magnitudes independientes (módulo de elasticidad longitudinal y coeficiente de Poisson).

Para materiales *isótropos* y *no homogéneos* (p. ej: debido a cambios de temperatura), hay que especificar las propiedades del material en varios puntos del elemento o dar una tabla de propiedades para que el programa obtenga el valor necesario mediante interpolación. Los materiales no isótropos son de naturaleza fibrosa (plásticos reforzados), así otros de comportamiento más complejo se idealizan como tales (hormigón armado, placas reforzadas, etc.).

Para el análisis dinámico es necesario introducir la densidad del material, el Módulo de Young y el coeficiente de Poisson. Para el análisis térmico son necesarios los coeficientes de dilatación térmica.

2.3.3.1.4 Generación de la malla

Definición

Se distinguen las siguientes modalidades:

- Mallado libre. En operaciones de mallado libre no se requieren restricciones especiales en el modelo sólido. En el mallado libre los elementos de superficie utilizados pueden presentar formas diversas o bien definirse una única configuración (triangular o tetraédrica), pudiendo especificar la forma deseada.
- Mallado mapeado. Mallado en el que se especifica que el programa implementa elementos de área tetraédrica, así como los elementos de volumen hexaédricos (ladrillos) con el fin de generar un mallado mapeado. El mallado mapeado requiere que el área o volumen sea regular.
- Mallado adaptativo. A partir de un mallado primario o inicial, el propio programa varía la malla automáticamente con el fin de conseguir un error determinado en un número de iteraciones máximas.

Tratamiento de la malla

La densidad de la malla depende principalmente del tipo de elemento utilizado, y de la distribución de tensiones esperada en la estructura. Es fundamental elegir una densidad de malla adecuada para resolver el problema, ya que si es demasiado basta, no se consigue una solución correcta, y si es demasiado fina el coste del análisis es desproporcionado. Para

definir una buena malla es necesario tener alguna idea de la distribución de tensiones, en general es suficiente con conocer las zonas con gradientes de tensiones altos, adoptando mallas finas en las zonas de cambio rápido de tensiones, y mallas más groseras en las áreas en las que las tensiones varían lentamente o son casi constantes.

Por otro lado, el usuario debe conocer la respuesta del elemento y las aproximaciones utilizadas en su formulación. Los elementos lineales requieren mallas más finas que los parabólicos, y estos más que los cúbicos.

Si se cumple la compatibilidad de desplazamientos a través de toda la estructura, se garantiza la convergencia monótona hacia la solución, a medida que se refina la malla. Si no hay continuidad no se puede asegurar esta convergencia, y los resultados pueden oscilar alrededor de la solución final, a medida que se refina la malla o pueden converger a una solución errónea.

Los cambios rápidos de tensión ocurren en cualquier tipo de discontinuidad: en la geometría, en la carga, en las propiedades del material, etc.

En problemas de elasticidad, las ecuaciones son tales que cualquier forma de discontinuidad sólo produce una perturbación local del campo de las tensiones, y el efecto de la discontinuidad decae con la distancia, produciendo una concentración local de tensiones (Principio de Saint-Venant). En cada caso existe una longitud de decaimiento, que es la que define los cambios en la densidad de la malla, siendo necesario utilizar "mallas graduadas" a lo largo de la longitud de decaimiento. Si el objetivo del análisis no es encontrar la magnitud de la concentración de tensiones en una zona, sino en una zona suficientemente alejada, puede emplearse una malla más basta en la zona de la discontinuidad, y la tensión obtenida en la zona de interés sigue siendo segura (si se ponen las condiciones de contorno y las leyes de transmisión de carga en la zona de interés).

Para generar la malla completa de una estructura, puede optarse por dos formas:

- Malla de densidad uniforme sobre toda la estructura, con el tamaño del elemento definido por la zona más exigente.
- Malla de densidad variable:
 - Variando los tamaños de los elementos y manteniendo el mismo número de elementos en los lados opuestos.
 - Variando el número de elementos a lo largo de los lados opuestos.
 - Con refinamiento automático de la malla.

Es casi imposible verificar una malla sin disponer de facilidades gráficas. Los requerimientos gráficos mínimos son:

- Pantalla con resolución de 1024 x 1024 pixels.
 - Posibilidad de ver la numeración de nodos y elementos.
 - Posibilidad de seleccionar partes de la estructura para su visualización.
 - Posibilidad de cambiar los puntos de vista y de mira.
 - Posibilidad de escalado selectivo en cualquier dirección.
 - Posibilidad de vistas explotadas.
 - Control de operaciones por cursor o por teclado.
 - Posibilidad de ocultar líneas.

- Indicadores de nodos cercanos pero no conectados.
- Dibujo de formas reales (frente a modelos alámbricos).
- Representación de ejes principales en vigas, placas, láminas, etc., ensamblaje de la matriz de rigidez y vectores de cargas.

2.3.3.2 *Ensamblaje y solución*

Ensamblaje

En cada fase de la aplicación del MEF (Métodos de los Elementos Finitos) hay que realizar una serie de comprobaciones con el objetivo de asegurar una realización correcta del mismo, destacando:

- Antes del análisis. Se realiza durante la generación de la malla y el proceso de formación de la matriz de rigidez y vectores de cargas.
- Durante el análisis. Son las comprobaciones de la consistencia de los datos y del condicionamiento del sistema de ecuaciones.
 - Errores fatales. No se puede continuar, finaliza la ejecución.
 - Avisos. Indican inconsistencias. Se puede continuar.
- Después del análisis. Para investigar los resultados y para intentar confirmar que la solución obtenida es correcta. En general se suele comprobar el orden de magnitud de los resultados obtenidos.

Los problemas que pueden aparecer a la hora de la generación y ensamblaje de elementos son debido principalmente a:

- Una excesiva distorsión de elementos;
 - Conexión incorrecta entre elementos, ó
 - Una mezcla incorrecta de los tipos de elementos.

Solución

El sistema de ecuaciones final que resulta es de la forma

$$\mathbf{A} \mathbf{x} = \mathbf{b}$$

el cual se puede resolver mediante los siguientes métodos:

- Métodos iterativos. Gauss-Seidel. De gran facilidad de programación, pero con una convergencia impredecible para las ecuaciones del MEF.
- Métodos directos.
 - Eliminación de Gauss.
 - Factorización:
 - Gauss $\mathbf{A} = \mathbf{L} \mathbf{U}$
 - Choleski $\mathbf{A} = \mathbf{L} \mathbf{L}$
 - Método frontal

2.3.3.3 *Postproceso*

El módulo de postproceso de un programa de elementos finitos permite la lectura de los resultados obtenidos tras realizar el análisis, lectura que puede hacerse de manera gráfica o listada.

Los resultados básicos son los desplazamientos en nodos, y mediante interpolación, en el resto del dominio. Mediante derivación se obtienen deformaciones y tensiones, y multiplicando rigideces por desplazamientos se obtienen reacciones y fuerzas en los nodos. En general suelen ser resultados buenos, incluso con mallas bastas, aunque la solución dada por el MEF siempre es más rígida que la real.

Los resultados en tensiones presentan mayor error que en desplazamientos, y son utilizados en el diseño a resistencia y para diferentes casos de carga, simples y combinaciones; pueden leerse en sistemas de coordenadas globales o locales. A menudo los mayores errores se dan en el contorno y los menores en los nodos interiores (puntos de Gauss).

3 Optimización de topología en el programa ANSYS

3.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se tratará el módulo de optimización de ANSYS, con sus herramientas y métodos.

A continuación se desarrolla la teoría de la optimización de topología y se describen los comandos de ANSYS que hacen posible la optimización de topología de los elementos estructurales del presente proyecto.

3.2 OPTIMIZACIÓN EN ANSYS

El módulo de optimización (/OPT) es una parte esencial del programa ANSYS que puede ser empleada para determinar el diseño óptimo. Este diseño óptimo es el mejor diseño en algún sentido predefinido. Entre muchos ejemplos, el diseño óptimo para una estructura puede ser uno con peso mínimo o frecuencia máxima; en la transferencia de calor, la temperatura mínima; en el diseño de un motor magnético, el pico máximo del momento de torsión. En muchas otras situaciones la minimización de una sola función puede no ser la única meta y la atención debe ser dirigida a satisfacer las limitaciones predefinidas colocadas en el diseño (por ejemplo, límites de tensión, geometría, desplazamiento, flujo de calor, etc.).

Para obtener un diseño óptimo, las rutinas de optimización de ANSYS emplean tres tipos de variables que caracterizan el proceso del diseño: las variables de diseño, las variables de estado y la función objetivo. Estas variables son representadas por parámetros escalares en ANSYS mediante el Idioma Paramétrico del Diseño (APDL). El uso del APDL es un paso esencial en el proceso de optimización.

Las variables independientes en un proceso de optimización son las variables de diseño. El vector de variables de diseño es indicado por

$$x = [x_1, x_2, \dots, x_n] \quad (3-1)$$

Las variables del diseño están sujetas a n restricciones con límites superior e inferior, esto es,

$$\underline{x}_i \leq x_i \leq \bar{x}_i \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (3-2)$$

donde n es el número de variables de diseño.

Las restricciones de las variables de diseño a menudo son llamadas restricciones laterales y definen lo que se llama comúnmente el espacio posible del diseño.

La formulación matemática del problema de optimización es

Encontrar el vector de variables de diseño x que
minimice la función objetivo

$$f = f(x) \quad (3-3)$$

sujeto a las restricciones

$$g_i(x) \leq \bar{g}_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, m_1) \quad (3-4)$$

$$\underline{h}_i \leq h_i(x) \quad (i = 1, 2, 3, \dots, m_2) \quad (3-5)$$

$$w_i \leq w_i(x) \leq \bar{w}_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, m_3) \quad (3-6)$$

donde:

f es la función objetivo,

g_i, h_i, w_i son las variables de estado conteniendo el diseño, con la barra inferior y con la barra superior representando los límites inferior y superior, respectivamente, (entrada MIN, MAX, comando **OPVAR**), y

m_1, m_2, m_3 son los números de restricciones.

Las variables de estado pueden estar referidas también a variables dependientes que varían con el vector x de variables de diseño.

Las Ecs. (3.3) a (3.6) representan un problema de minimización cuyo objetivo es la reducción de la función objetivo f bajo las limitaciones impuestas por las Ecs. (3.2), (3.4), (3.5) y (3.6).

3.2.1 Conjuntos de Diseño Factibles y no Factibles

Las configuraciones que satisfacen todas las limitaciones se conocen como diseños factibles. Las configuraciones con una o más restricciones que no se cumplen se llaman no factibles. Al definir el espacio posible de diseño, se añade una tolerancia a cada límite de la variable de estado.

Así, si x^* es un conjunto de diseño definido como

$$x^* = (x_1^*, x_2^*, x_3^*, \dots, x_n^*) \quad (3-7)$$

el diseño es factible solo si se cumple

$$g_i^* = g_i(x^*) \leq \bar{g}_i + \alpha_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, m_1) \quad (3-8)$$

$$\underline{h}_i - \beta_i \leq h_i^* = h_i(x^*) \quad (i = 1, 2, 3, \dots, m_2) \quad (3-9)$$

$$\underline{w}_i - \gamma_i \leq w_i^* = w_i(x^*) \leq \bar{w}_i + \gamma_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, m_3) \quad (3-10)$$

donde:

α_i, β_i , y γ_i son las tolerancias (introducidas como TOLER en el comando **OPVAR**)

y

$$\underline{x}_i \leq x_i^* \leq \bar{x}_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (3-11)$$

(no se añade ninguna tolerancia a las limitaciones de las variables de diseño).

Las Ecs. (3.8) a (3.11) son las declaraciones que definen un conjunto factible de diseño en las rutinas de optimización de ANSYS.

3.2.2 El Conjunto del Diseño Óptimo

Como los conjuntos de diseño son generados por métodos o herramientas (discutido a continuación) y si una función objetivo está definida, el conjunto óptimo de diseño se calcula y su número se almacena. El conjunto óptimo se determina bajo una de las condiciones siguientes.

1. Si existen uno o más conjuntos posibles el conjunto de diseño óptimo es el factible con la función objetivo de valor más bajo. Es decir, es el conjunto que cumple con las metas matemáticas expresadas en las Ecs. (3.3) a (3.6).
2. Si todos los conjuntos del diseño son no factibles, el mejor conjunto del diseño es el que más se aproxime ese diseño factible, independientemente del valor de su función objetivo.

3.2.3 Los Métodos de optimización y las herramientas de Diseño

El procedimiento de optimización de ANSYS ofrece varios métodos y herramientas que de varias maneras procuran dirigir el problema matemático señalado anteriormente. Los métodos de optimización de ANSYS realizan una minimización de la función objetivo de la Ec. (3.3). Se mostrará que ellos transforman el problema con restricciones en uno sin restricciones, que es el que finalmente se minimiza. Las herramientas de diseño, por otro lado, no realizan directamente la minimización. El uso de las herramientas ofrece formas alternativas para entender el espacio de diseño y la respuesta de las variables dependientes. Los métodos y las herramientas se discuten en las secciones siguientes.

3.2.3.1 *Análisis con la herramienta del lazo simple*

Esta es una herramienta sencilla y muy directa para entender el espacio del diseño. No es necesario, pero puede ser útil, calcular los valores de las variables de estado o de la función objetivo.

Las variables de diseño están todas definidas explícitamente por el usuario. Un lazo simple equivale a una análisis completo del elemento (FEA) (es decir, una o más entradas en /PREP7, /SOLUTION, /POST1, y /POST26 analiza) (escogido con el comando OPTYPE,RUN).

Al principio de cada iteración, el usuario define los valores de las variables de diseño

$$x = x^* \text{ son las variables de diseño definidas por el usuario} \quad (3-12)$$

y ejecuta un lazo simple o iteración. Si se han definido variables de estado o función objetivo, se obtendrán los valores de g_i^* , h_i^* , w_i^* y f^* .

3.2.3.2 *La herramienta aleatoria*

Esta herramienta de diseño llenará el vector de variables de diseño con valores aleatorios engendrados en cada iteración (se selecciona con el comando OPTYPE, RAND).

$$x = x^* = \text{vector generado aleatoriamente} \quad (3-13)$$

en este caso f^* , g_i^* , h_i^* y w_i^* (si están definidas) tomarán los valores correspondientes a x^* . La función objetivo y las variables de estado no necesitan estar definidas, pero puede ser útil definir las si se piensa realizar la optimización a continuación. Cada iteración de diseño aleatoria es equivalente a un lazo completo de análisis. Las iteraciones aleatorias continúan hasta que se satisfaga alguna de las condiciones siguientes

$$n_r = N_r \quad (3-14)$$

$$n_f = N_f, \text{ Si } N_f \geq 1 \quad (3-15)$$

donde:

- n_r es el número de iteraciones aleatorias realizadas por cada ejecución.
- n_f es el número total de conjuntos posibles de diseño (inclusive conjuntos posibles de ejecuciones previas).
- N_r es el número máximo de iteraciones (entrada NITR, comando **OPRAND**).
- N_f es el número deseado de conjuntos posibles de diseño (entrada NFEAS, comando **OPRAND**).

3.2.3.3 La herramienta de barrido

La herramienta *de barrido* se utiliza para escanear el espacio global de diseño definido por el usuario, definido por el conjunto de diseño (se selecciona con el comando **OPTYPE**, **SWEEP**). Durante la ejecución, se realiza un *barrido* en la dirección de cada variable de diseño al tener todas las otras variables del diseño fijadas y sus valores de referencia. Las variables de estado y la función objetivo son calculadas y almacenadas para el despliegue subsiguiente en cada *barrido* el punto de la evaluación. La ejecución de un barrido producirá el cálculo de n_s conjuntos de diseño

$$n_s = nN_s \quad (3-16)$$

donde:

- n es el número de variables de diseño
- N_s es el número de evaluaciones a realizar para hacia cada variable del diseño (entrada NSPS, comando **OPSWEEP**).

Por ejemplo, se considera una porción de un barrido que se realiza para la variable de diseño k . Por simplicidad, sean los conjuntos de diseño resultantes los números $m + 1, m + 2$, etc., donde m son todos los conjuntos que existieron antes de esta parte del barrido. Las variables de diseño de un diseño dado $m + i$ deberían expresarse como

$$x^{(m+i)} = x^{(r)} + (i-1)\Delta x_k e^{(k)} \quad (i = 1, 2, 3, \dots, N_s) \quad (3-17)$$

donde:

- $x^{(r)}$ son las variables del diseño de la referencia con \underline{x}_k en la componente k th y valores fijos en todos los otros componentes. r se refiere al diseño de la referencia el número fijo (entrada Dset en el comando **OPSWEEP**), y
- $e^{(k)}$ es un vector con 1 en su componente de k th y 0 para todas las otros componentes. El incremento del barrido para la variable de diseño k es

$$\Delta x_k = (\bar{x}_k - \underline{x}_k) / (N_s - 1) \quad (3-18)$$

3.2.3.4 La herramienta factorial

Esta es una herramienta estadística que se puede utilizar para probar todos los puntos extremos en el espacio de diseño (se selecciona utilizando el comando **OPTYPE**, **GRAD**). Los métodos factoriales también se conocen como diseño de experimentos, debido a que esta tecnología proviene de la tecnología asociada con la interpretación de resultados experimentales.

El usuario especifica una evaluación factorial del espacio de diseño, completa o fraccional, (utilizando el comando **OPFACT**). Una evaluación factorial completa de n variables de diseño creará los n_f conjuntos de diseño de donde

$$n_f = 2^n \quad (3-19)$$

cada componente del vector de variables de diseño tomará los valores extremos, esto es

$$x_i = \bar{x}_i \text{ o } \underline{x}_i \quad (3-20)$$

Así en una evaluación factorial completa, cada combinación de valores extremos de las variables de diseño es considerada en el espacio n-dimensional del diseño. El número de conjuntos generados de diseño asociados con una evaluación factorial fraccional se expresa como

$$n_f = 2^n / M \quad (M = 2, 4, 8, \dots) \quad (3-21)$$

Así, una evaluación factorial fraccional $1/2$ ($M = 2$) proporcionará la mitad del número de conjuntos de diseño que una evaluación completa.

Los resultados de un instrumento factorial consisten en la salida impresa (comando **OPRFA**) y los despliegues de la gráfica de barras (comando **OPLFA**), mostrando los efectos principales, interacciones de 2 variables ($n > 1$), interacciones de 3 variables ($n > 2$). Estos efectos y las interacciones se calculan para las variables de estado y la función objetivo.

3.2.3.5 La herramienta gradiente

La herramienta gradiente calcula las derivadas de las variables del estado y la función objetivo con respecto a las variables del diseño (se selecciona mediante el comando **OPTYPE,FACT**). Un conjunto del diseño de la referencia se define como el punto de la evaluación para el declive (entrada Dset, en el comando **OPGRAD**). Enfocando en la función objetivo, por ejemplo, permitió que el estado de la referencia sea denotado como

$$f_r(x) = f(x^{(r)}) \quad (3-22)$$

El gradiente de la función objetivo se expresa como

$$\nabla f_r = \left[\frac{\partial f_r}{\partial x_1}, \frac{\partial f_r}{\partial x_2} \dots \frac{\partial f_r}{\partial x_n} \right] \quad (3-23)$$

con respecto a cada variable del diseño, la derivada se aproxima mediante diferencias finitas hacia delante

$$\frac{\partial f_r}{\partial x_i} = \frac{f_r(x + \Delta x_i e) - f_r(x)}{\Delta x_i} \quad (3-24)$$

donde:

e es el vector con 1 en su componente de i th y 0 para todas las otras componentes

$$\Delta x_i = \frac{\Delta D}{100} (\bar{x}_i - \underline{x}_i), \text{ y}$$

ΔD es la diferencia hacía delante (en tanto por ciento) el tamaño del paso (entrada DELTA, comando **OPGRAD**).

Para cada variable de estado se realizan cálculos semejantes.

3.3 MÉTODO DE APROXIMACIÓN POR SUBPROBLEMAS

Este método de optimización se puede describir como un método de orden cero avanzado, en el que se requieren sólo los valores de las variables dependientes (función objetivo y variables de estado) y no sus derivadas (se selecciona con el comando **OPTYPE, SUBP**). Las variables dependientes son reemplazadas con aproximaciones por medio de mínimos cuadrados, y el problema restringido se convierte en un problema sin restricciones utilizando funciones de

penalización. La minimización se realiza en cada iteración con la función penalizada (llamada subproblema) hasta que se logra la convergencia o se llega al final del proceso. Para este método cada, iteración equivale a un lazo completo del análisis.

Dado que el método depende de la aproximación de la función objetivo y de cada variable de estado, se necesita una cierta cantidad de datos en forma de conjuntos de diseño. Estos datos preliminares pueden ser engendrados directamente por el usuario utilizando cualquier otra herramienta o método de optimización. Si no los ha definido, el método engendrará los conjuntos de diseño al azar.

3.3.1 Función de las Aproximaciones

El primer paso de la minimización del problema con restricciones expresado de las Ecs. (3.3) a (3.6) es representar cada variable dependiente por una aproximación, representado por la anotación $\hat{\cdot}$. Para la función objetivo y para las variables de estado, se tiene

$$\hat{f}(x) = f(x) + \text{error} \quad (3-25)$$

$$\hat{g}(x) = g(x) + \text{error} \quad (3-26)$$

$$\hat{h}(x) = h(x) + \text{error} \quad (3-27)$$

$$\hat{w}(x) = w(x) + \text{error} \quad (3-28)$$

La forma más compleja que las aproximaciones pueden tomar es una representación completamente cuadrática con términos cruzados. Utilizando el ejemplo de la función objetivo,

$$\hat{f} = a_0 + \sum_i^n a_i x_i + \sum_i^n \sum_j^n b_{ij} x_i x_j \quad (3-29)$$

La forma actual de cada ajuste varía de iteración a iteración y es determinada en su mayor parte por el programa, pero se dispone de algún control de usuario (utilizando el comando **OPEQN**). Para determinar los coeficientes, a_i y b_{ij} de la Ec. (3.29) se utiliza una técnica de mínimos cuadrados ponderados. Por ejemplo, la norma del error de mínimos cuadrados ponderados para la función objetivo tiene la forma

$$E^2 = \sum_{j=1}^{n_d} \phi^{(j)} (f^{(j)} - \hat{f}^{(j)})^2 \quad (3-30)$$

donde:

- $\phi^{(j)}$ es el peso asociado con el diseño j , y
- n_d es el número actual de conjuntos de diseño.

Para cada variable de estado se forman normas E^2 similares. Los coeficientes en la Ec. (3.30) son determinados minimizando E^2 con respecto a los coeficientes. Los pesos utilizados son calculados de una de las siguientes formas (utilizando KWGHT en el comando **OPEQN**):

1. Basado en valores de la función objetivo, donde los conjuntos de diseño con valores bajos de la función objetivo tienen el peso alto.
2. Basado en los valores de las variables de diseño, donde el diseño más cercano al mejor diseño recibe el peso más alto.
3. Basado en la viabilidad, donde conjuntos posibles tienen el peso alto y los no factibles tienen pesos bajos.
4. Basado en una combinación de los tres puntos anteriores.
5. Todos los pesos son unitarios: $\phi^{(j)} = 1$, para todo j .

Debe existir un cierto número de conjuntos de diseño para formar las aproximaciones. Por otro lado los conjuntos de diseño aleatorios se engendrarán hasta que se obtenga el número requerido. Esto se puede expresar como

$$n_d < n + 2 \rightarrow \text{genera conjuntos de diseño} \quad (3-31)$$

$$n_d \geq n + 2 \rightarrow \text{forma las aproximaciones}$$

donde:

n es el número de variables de diseño, y

n_d es el número de conjuntos de diseño.

A medida que se generan nuevos datos, se incrementan los términos incluidos en la Ec. (3.29).

3.3.2 Minimización de la Aproximación del Subproblema

Con las aproximaciones de función disponibles, el problema de minimización con restricciones es modificado como sigue

Minimizar

$$\hat{f} = \hat{f}(x) \quad (3-32)$$

sueto a

$$\underline{x}_i \leq x_i \leq \bar{x}_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (3-33)$$

$$\hat{g}_i(x) \leq \bar{g}_i + \alpha_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, m_1) \quad (3-34)$$

$$\underline{h}_i - \beta_i \leq \hat{h}_i(x) \quad (i = 1, 2, 3, \dots, m_2) \quad (3-35)$$

$$\underline{w}_i - \gamma_i \leq \hat{w}_i(x) \leq \bar{w}_i + \gamma_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, m_3) \quad (3-36)$$

El próximo paso es la conversión de las Ecs. (3.32) a la Ec. (3.36), de un problema con restricciones a uno sin restricciones. Esto se realiza por medio de funciones de penalización, y se llega al siguiente subproblema

Minimizar

$$F(x, p_k) = \hat{f} + f_0 p_k \left(\sum_{i=1}^n X(x_i) + \sum_{i=1}^{m_1} G(\hat{g}_i) + \sum_{i=1}^{m_2} H(\hat{h}_i) + \sum_{i=1}^{m_3} W(\hat{w}_i) \right) \quad (3-37)$$

donde X es la función de penalización utilizada para forzar las restricciones de las variables de diseño; y G , H y W son funciones de penalización para las restricciones de las variables de estado. El valor de la función de referencia de la función objetivo, f_0 , se introduce para lograr unidades coherentes. Adviértase que la función objetivo sin restricciones (también denominada superficie de respuesta), $F(x, p_k)$, varía con las variables de diseño y la cantidad p_k , que es un parámetro de la superficie de respuesta. Una técnica de penalización secuencial (SUMT) se utiliza para resolver la Ec. (3.37) en cada iteración del diseño. El subíndice k refleja el uso de subiteraciones durante la solución del subproblema, donde el parámetro de la superficie de respuesta aumenta en valor ($p_1 < p_2 < p_3$, etc.), en orden a conseguir resultados exactos y la convergencia.

Todas las funciones de penalización utilizadas son del tipo interior. Por ejemplo, cerca del límite superior, la función de penalización de la variable de diseño se forma como

$$X(x_i) = \begin{cases} c_1 + c_2 / (\bar{x} - x_i) & \text{si } x_i < \bar{x} - \varepsilon (\bar{x} - \underline{x}) \\ c_3 + c_4 / (x_i - \bar{x}) & \text{si } x_i \geq \bar{x} - \varepsilon (\bar{x} - \underline{x}) \end{cases} \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (3-38)$$

donde:

c_1, c_2, c_3 y c_4 son constantes que se calculan internamente

ε es un pequeño número positivo.

Las penalizaciones de las variables de estado toman una forma semejante. Por ejemplo, de nuevo para el límite superior,

$$W(w_i) = \begin{cases} d_1 + d_2 / (\bar{w} - w_i) & \text{si } w_i < \bar{w}_i - \varepsilon (\bar{w}_i - \underline{w}_i) \\ d_3 + d_4 / (w_i - \bar{w}) & \text{si } w_i \geq \bar{w}_i - \varepsilon (\bar{w}_i - \underline{w}_i) \end{cases} \quad (i = 1, 2, 3, \dots, m_1) \quad (3-39)$$

donde d_1, d_2, d_3 y d_4 son las constantes que se calculan internamente y de forma similar para G y H .

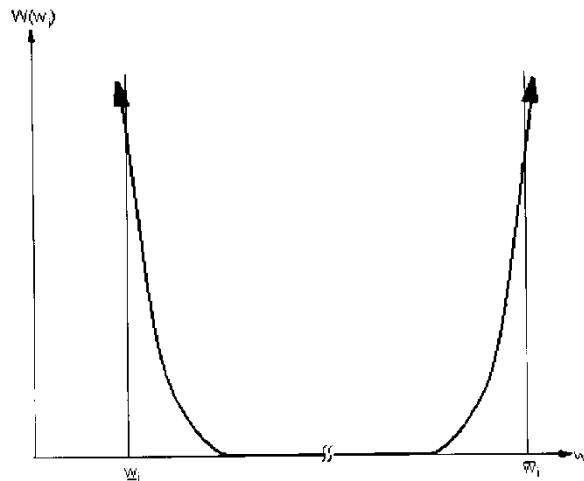


Figura 3.1 Función de penalización interior

El algoritmo SUMT se emplea para alcanzar el mínimo sin restricciones de la función objetivo $\tilde{F}^{(j)}$, en la iteración de diseño j ; esto es,

$$x^{(j)} \rightarrow \tilde{x}^{(j)} \text{ como } F^{(j)} \rightarrow \tilde{F}^{(j)} \quad (3-40)$$

donde $\tilde{x}^{(j)}$ es el vector de variables de diseño correspondiente a $\tilde{F}^{(j)}$

El paso final en cada iteración del diseño es la determinación del vector de variables de diseño para ser utilizado en la próxima iteración ($j+1$). El vector $x^{(j+1)}$ es determinado según la ecuación siguiente

$$x^{(j+1)} = x^{(b)} + C(\tilde{x}^{(j)} - x^{(b)}) \quad (3-41)$$

donde:

$x^{(b)}$ es el mejor diseño actual, y

C es un valor escogido internamente (varía entre 0 y 1), basado en el número de soluciones no factibles.

3.3.3 Convergencia

Las iteraciones de aproximación del Subproblema continúan hasta que se logra la convergencia o se finaliza el proceso. Estos dos acontecimientos se verifican solo cuando el número actual de conjuntos de diseño, n_d , iguala o excede el número requerido para las aproximaciones (ver Ec. 3-31).

La convergencia se asume cuando el conjunto actual de diseño, $x^{(j)}$, o el conjunto previo del diseño, $x^{(j-1)}$, o el mejor conjunto de diseño, $x^{(b)}$, es posible; y se satisface una de las condiciones siguientes

$$|f^{(j)} - f^{(j-1)}| \leq \tau \quad (3-42)$$

$$|f^{(j)} - f^{(b)}| \leq \tau \quad (3-43)$$

$$|x_i^{(j)} - x_i^{(j-1)}| \leq \rho_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (3-44)$$

$$|x_i^{(j)} - x_i^{(b)}| \leq \rho_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (3-45)$$

donde τ y ρ_i son las tolerancias de la función objetivo y de la variable de diseño (entrada como TOLER en el comando **OPVAR**)

Las Ecs. (3.42) y (3.43) corresponden a diferencias en valores de la función objetivo; las Ecs. (3.44) y (3.45) a las diferencias en las variables de diseño. Si no se satisfacen las Ecs. (3.42) y (3.45), entonces se finaliza si se cumple cualquiera de las dos condiciones siguientes

$$n_S = N_S \quad (3-46)$$

$$n_{S_i} = N_{S_i} \quad (3-47)$$

donde:

- n_S es el número de iteraciones del subproblema,
- n_{S_i} es el número del conjunto secuencial de diseño infactible,
- N_S es el número máximo de iteraciones (entrada NITR, **OPSUBP** comando), y
- N_{S_i} es el número máximo de conjuntos consecutivos de diseño no factibles (entrada como NINFS en el comando **OPSUBP**).

3.4 MÉTODO DE OPTIMIZACIÓN DE PRIMER ORDEN

Este método de optimización calcula y utiliza información de las d con el comando **OPTYPE**, FIRST). La formulación del problema con restricciones expuestas se transforma en uno sin restricciones mediante funciones de penalización. Se calculan las derivadas para la función objetivo y las funciones de penalización de las variables de estado. Se realizan búsquedas de tipo “steepest descent” y de direcciones conjugadas durante cada iteración, hasta que se alcanza la convergencia. Cada iteración se compone de subiteraciones que incluyen el cálculo de la dirección de la búsqueda y del gradiente (derivadas). Es decir, una iteración de optimización de diseño de primer orden realizará varios lazos del análisis. Comparado con el método de aproximación del subproblema, este método es más costoso computacionalmente y más exacto.

3.4.1 La Función Objetivo sin restricciones

Una versión sin restricciones del problema presentado en la “Introducción al Diseño Óptimo” se formula como sigue

$$Q(x, q) = \frac{f}{f_0} + \sum_{i=1}^n P_x(x_i) + q \left(\sum_{i=1}^{m_1} P_g(g_i) + \sum_{i=1}^{m_2} P_h(h_i) + \sum_{i=1}^{m_3} P_w(w_i) \right) \quad (3-48)$$

donde:

- Q es la función objetivo, libre y sin dimensión,
- P_x, P_g, P_h y P_w son las penalizaciones aplicadas a las variables de diseño y de estado, y
- f_0 es el valor de la función objetivo que se selecciona del grupo actual de conjuntos de diseño.

El cumplimiento de las restricciones es controlado por un parámetro (q) de la superficie de respuesta.

Las funciones de penalización exteriores (P_x) se aplican a las variables de diseño. Las restricciones de las variables son representadas por funciones de penalización interiores (P_g , P_h , P_w). Por ejemplo, para la variable de estado restringida por un límite superior (Ec. (20.8)) la función de penalización se escribe como

$$P_g(g_i) = \left(\frac{g_i}{g_i + \alpha_i} \right)^{2\lambda} \quad (3-49)$$

Donde λ es un entero grande, para hacer que la función sea muy grande cuando la limitación es violada y muy pequeña cuando no lo es.

Las funciones utilizadas para las penalizaciones restantes son de una forma similar.

Una cierta ventaja computacional se consigue si la función Q se reescribe como suma de dos funciones. Definiendo

$$Q_f(x) = \frac{f}{f_o} \quad (3-50)$$

y

$$Q(x, q) = \sum_{i=1}^n P_x(x_i) + q \left(\sum_{i=1}^{m_1} P_g(g_i) + \sum_{i=1}^{m_2} P_h(h_i) + \sum_{i=1}^{m_3} P_w(w_i) \right) \quad (3-51)$$

entonces la Ec. (3.48) toma la forma

$$Q(x, q) = Q_f(x) + Q_p(x, q) \quad (3-52)$$

Las funciones Q_f y Q_p se relacionan con la función objetivo y con las restricciones de la penalización, respectivamente.

3.4.2 La Dirección de Búsqueda

Para cada iteración de optimización (j) se genera un vector de dirección de búsqueda, $\mathbf{d}^{(j)}$. La próxima iteración ($j + 1$) se obtiene de la ecuación siguiente

$$x^{(j+1)} = x^{(j)} + s_j \mathbf{d}^{(j)} \quad (3-53)$$

Medido a partir de $x^{(j)}$, el parámetro de la búsqueda lineal s_j , correspondiente al valor mínimo de Q en la dirección $\mathbf{d}^{(j)}$. La solución para el s_j utiliza una combinación de un algoritmo de tipo “golden-search” y una técnica apropiada, cuadrática y local. La gama de s_j es limitada a

$$0 \leq s_j \leq \frac{S_{\max}}{100} s_j^* \quad (3-54)$$

donde:

- s_j es el tamaño más grande posible de paso para la búsqueda lineal de la iteración actual (computado internamente), y
- S_{\max} es el máximo tamaño de paso de la búsqueda lineal (entrada SIZE en el comando **OPFRST**)

La llave a la solución de la minimización global de la Ec. (3.52) está en la generación secuencial de las direcciones de búsqueda y en ajustes internos de los parámetros de la superficie de respuesta (q). Para la iteración inicial ($j = 0$), la dirección de búsqueda es el negativo del gradiente de la función objetivo sin restricciones.

$$d^{(0)} = -\nabla Q(x^{(0)}, q) = d_f^{(0)} + d_p^{(0)} \quad (3-55)$$

en el que $q=1$, y

$$d_f^{(0)} = -\nabla Q_f(x^{(0)}) \quad y \quad d_p^{(0)} = -\nabla Q_p(x^{(0)}) \quad (3-56)$$

Claramente, para la iteración inicial el método de búsqueda es el de máximo descenso (steepest-descent). Para las iteraciones siguientes ($j > 0$), se utilizan las direcciones conjugadas formadas según la fórmula de recursión de Polak-Ribiere.

$$d^{(j)} = -\nabla Q(x^{(j)}, q_k) + r_{j-1} d^{(j-1)} \quad (3-57)$$

$$r_{j-1} = \frac{[\nabla Q(x^{(j)}, q) - \nabla Q(x^{(j-1)}, q)]^T \nabla Q(x^{(j)}, q)}{|\nabla Q(x^{(j-1)}, q)|^2} \quad (3-58)$$

Se observa que cuando se satisfacen las limitaciones de las variables de diseño $P_x(x_i) = 0$. Esto significa que Q se puede factorizar fuera de Q_p , y puede ser escrita como

$$Q_p(x^{(j)}, q) = q Q_p(x^{(j)}) \quad si \quad \underline{x}_i \leq x_i \leq \bar{x}_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (3-59)$$

Si se hacen las correcciones convenientes, q se puede cambiar de iteración a iteración sin destruir la naturaleza conjugada de la Ec. (3-57). El ajuste de q proporciona el control interno de las restricciones de las variables de estado, para poner restricciones a sus valores de límite, cuando se logra la convergencia. La justificación de esto llega a ser más evidente una vez que la Ec. (3-57) es separada en dos vectores de dirección

$$d^{(j)} = d_f^{(j)} + d_p^{(j)} \quad (3-60)$$

donde cada dirección tiene una relación de recursión distinta

$$d_f^{(j)} = -\nabla Q_f(x^{(j)}) + r_{j-1} d_f^{(j-1)} \quad (3-61)$$

$$d_p^{(j)} = -q \nabla Q_p(x^{(j)}) + r_{j-1} d_p^{(j-1)} \quad (3-62)$$

El algoritmo, ocasionalmente, se reinicializa poniendo $r_{j-1} = 0$ y forzando una iteración de tipo *steepest-descent*. Esta operación se realiza cuando se detecta un mal condicionamiento del problema, cuando casi se ha conseguido la convergencia, o la satisfacción de las restricciones de las variables de estado críticas es excesivamente conservadora.

Hasta ahora se ha asumido que se dispone del vector gradiente. El vector gradiente se calcula utilizando la aproximación siguiente

$$\frac{\partial Q(x^{(j)})}{\partial x_i} \approx \frac{Q(x^{(j)} + \Delta x_i e) - Q(x^{(j)})}{\Delta x_i} \quad (3-63)$$

donde:

- e es el vector con 1 en su componente i th y 0 para todas las otras componentes
 $\Delta x_i = \frac{\Delta D}{100} (\bar{x}_i - \underline{x}_i)$, y
 ΔD el tamaño de paso hacia delante (en tanto por ciento) (entrada DELTA en el comando **OPFRST**).

3.4.3 Convergencia

Las iteraciones de primer orden continúan hasta que se logra la convergencia o se finaliza el proceso. Estos dos acontecimientos se verifican al final de cada iteración de optimización.

Se asume que se ha logrado la convergencia cuando al comparar el conjunto actual del diseño (j) con el previo ($j-1$) y con el mejor (b) se tiene

$$|f^{(j)} - f^{(j-1)}| \leq \tau \quad (3-64)$$

y

$$|f^{(j)} - f^{(b)}| \leq \tau \quad (3-65)$$

Donde τ es la tolerancia de la función objetivo (entrada TOLER en el comando **OPVAR**)

Es también un requisito que la iteración final haya utilizado una búsqueda del tipo “steepest-descent”. Si no es así, se realizan iteraciones adicionales. En otras palabras, se realiza, una iteración del tipo “steepest-descent” y se revisa la convergencia.

El fin del análisis ocurrirá cuando

$$n_i = N_1 \quad (3-66)$$

donde:

- n_i es el número de iteraciones, y
 N_1 es el número permitido de iteraciones (entrada NITR en el comando **OPFRST**).

3.5 OPTIMIZACIÓN DE TOPOLOGÍA

La optimización de topología es una forma especial de optimización de forma (comando **TOLOOP**). En la literatura es referido, a veces como “layaout optimization”. La meta de la optimización de topología es encontrar el mejor uso del material para un cuerpo según un criterio u objetivo (es decir, rigidez global, la frecuencia natural, etc.) que toma un valor máximo o mínimo, sujeto a unas limitaciones dadas.

Optimización tradicional (ver introducción para Diseñar Optimización a Método de Optimización de Primer Orden), la optimización de topología no requiere la definición explícita de parámetros de optimización (es decir, las variables independientes al ser optimizadas). En la optimización de topología, la función de distribución del material, sobre un cuerpo sirve como parámetro de optimización. El usuario necesita definir el problema estructural (las propiedades materiales, el modelo de EF, las cargas, etc.) y la función objetivo (es decir, la función para ser minimizada o para ser maximizada) y las variables de estado (es decir, las variables dependientes restringidas).

3.5.1 Formulación del Problema General de Optimización

La teoría de la optimización de topología procura minimizar o maximizar la función objetivo (f) sujeto a las limitaciones (g_i) definidas. Las variables del diseño (η_i) son internas, las pseudodensidades que son asignadas a cada elemento finito (i) en el problema topológico.

La pseudodensidad para cada elemento varía de 0 a 1; donde $\eta_i \approx 0$ representan el material que debe ser quitado, $\eta_i \approx 1$ representa el material que se debe mantener. En términos matemáticos sencillos, el problema de optimización es

$$f = \text{mínimo/máximo w.r.t. } \eta_i \text{ (entrada OBJ en el comando TOVAR)} \quad (3-67)$$

sujeto a:

$$0 < \eta_i \leq 1 \quad (i = 1, 2, 3, \dots, N) \quad (3-68)$$

$$\underline{g}_j < g_j \leq \bar{g}_j \quad (j = 1, 2, 3, \dots, M) \quad (3-69)$$

donde :

- N es el número de elementos,
- M es el número de restricciones,
- g_j es el valor calculado de restricción jth,
- \underline{g}_j es el valor inferior de la restricción jth, y
- \bar{g}_j es el valor superior para la restricción jth.

3.5.2 Máxima Rigidez del Diseño (Sujeto a restricciones de volumen)

En el caso de “máxima rigidez” el diseño está sujeto a una limitación del volumen, se busca minimizar la “compliance” (UC) para un caso dado de la carga sujeto a una reducción dada del volumen. Minimizar la “compliance” equivale a maximizar la rigidez global. En este caso, el problema de optimización se formula como un caso especial de las Ec. (3.67), (3.68) y (3.69), a saber,

$$U_c = \text{un mínimo w.r.t. } \eta_i \quad (3-70)$$

sujeto a

$$0 < \eta_i \leq 1 \quad (3-71)$$

$$V \leq V_0 - V^* \quad (3-72)$$

donde:

- V es el volumen calculado,
- V_0 es el volumen original, y
- V^* es la cantidad de material a ser quitado.

La optimización de topología puede ser aplicada a un solo caso de carga o a múltiples casos de carga. Para el último caso, dados K estados de carga diferentes, se define la siguiente función (F)

$$F(U_c^1, U_c^2, \dots, U_c^K) = \sum_{i=1}^k W_i U_c^i \quad W_i \geq 0 \quad (3-73)$$

donde W_i es el peso para el estado de carga con energía U_c .

La minimización funcional de la Ec. (3.70) es reemplazado con

$$F = \text{un mínimo w.r.t. } \eta_i \quad (3-74)$$

y las Ecs. (3.70) y (3.74) son claramente idénticas para el caso especial de $k = 1$.

3.5.3 El Diseño de Volumen Mínimo (Sujeto a restricciones de rigidez)

En contraste con la formulación “Máxima Rigidez de Diseño”, en ocasiones es deseable diseñar para el volumen mínimo sujeto a una o a múltiples restricciones de “compliance”.

En este caso, dados k estados de carga diferentes, el problema de Optimización se formula como

$$V = \text{un mínimo w.r.t. } \eta_i \quad (3-75)$$

sujeto a

$$0 < \eta_i \leq 1 \quad (i=1,2,3,\dots,N) \quad (3-76)$$

$$\underline{U}_c^j \leq U_c^j \leq \overline{U}_c^j \quad (j=1,2,3,\dots,M) \quad (3-77)$$

donde:

- V es el volumen calculado,
- N es el número de elementos,
- M es el número de restricciones,
- U_c^j es la “compliance” computada del estado de carga j ,
- \underline{U}_c^j es el salto más bajo para la “compliance” del estado de carga j , y
- \overline{U}_c^j es el más alto salto de la “compliance” del estado de carga j .

Adicionalmente, se permite forzar la función ponderada de la “compliance” (F) de la Ec. (3.74). En este caso las restricciones k , Ec. (3.77), son sustituidas por una sola restricción de la forma

$$\underline{F} \leq F \leq \overline{F} \quad (3-78)$$

donde:

- F es la función compensada y computada de la “compliance”
- \underline{F} es el más bajo salto para la función compensada de la “compliance”
- \overline{F} es el salto más alto de la función ponderada de la “compliance”

3.5.4 Los cálculos del Elemento

Mientras que la “compliance” y el volumen son condiciones globales, los cálculos críticos se realizan al nivel de elementos finitos individuales. El volumen total, por ejemplo, se calcula mediante la suma de los volúmenes de los elementos, esto es,

$$V = \sum_i \eta_i V_i \quad (3-79)$$

donde V_i es el volumen para el elemento i .

La pseudodensidad afectan al volumen y al tensor de elasticidad para cada elemento. Esto es,

$$[E_i] = [E(\eta_i)] \quad (3-80)$$

donde el tensor de elasticidad se utiliza para igualar el vector de tensiones y de deformaciones, en la manera usual para la elasticidad lineal

$$\{\sigma_i\} = [E_i] \{\varepsilon_i\} \quad (3-81)$$

donde:

- $\{\sigma_i\}$ es el vector de tensiones del elemento i
- $\{\varepsilon_i\}$ es el vector de deformaciones del elemento i

La dependencia exacta del tensor deformaciones de elasticidad y de la “compliance”, con respecto a la densidad, son expresados con todo detalle en (Vogel (1997), Mlenjnek y Schirmacher (1993), Bendsoe y Kikuchi (1988) y Díaz y Kikuchi (1992)).

Las ecuaciones anteriores se aplican directamente a elementos sólidos elásticos (PLANE2 en tensión plana, en PLANE82, en SOLID92, y en SOLID95). Las láminas se tratan de una manera levemente diferente. Para SHELL93, el tensor de elasticidad es el utilizado para tensión plana.

3.5.5 El Sistema de Optimización por Objetivos

El sistema de optimización por objetivos (GDS) es un método de diseño determinista, borroso y multi-objetivo, basado en la teoría de agregaciones ponderadas.

Dados n parámetros de entrada, m parámetros de salida, y sus objetivos de individuo, la colección de objetivos se combina en una sola función objetivo ponderada, Φ que se prueba por medio del método directo de Monte Carlo que utiliza la distribución uniforme. Los diseños candidatos son situados en función de las magnitudes de los valores de Φ . La función propuesta para Φ (donde todos parámetros de entrada continuos tienen los valores utilizables del tipo “continuo”) está dada por

$$\Phi = \sum_{i=1}^n w_i N_i + \sum_{j=1}^m w_j M_j \quad (3-82)$$

donde:

w_i y w_j son los pesos definidos en la Ec. 3.85, y

N_i y M_j son los objetivos normalizados para los parámetros de la entrada y salida, respectivamente.

Los parámetros de salida incluyen la repuesta y los parámetros derivados. Los objetivos normalizados son

$$N_i = \left(\frac{|x_t - x|}{x_u - x_l} \right)_i \quad (3-83)$$

$$M_j = \left(\frac{|y_t - y|}{y_{\max} - y_{\min}} \right)_j \quad (3-84)$$

donde:

x es el valor actual para el parámetro de entrada i ,

x_t, y_t corresponden “al valor del objetivo”,

y es el valor actual para parámetro de salida j ,

x_l y x_u son los valores inferiores y superiores, respectivamente, para el parámetro de entrada j , y

y_{\min} y y_{\max} corresponden al salto inferior y superior, respectivamente, para el parámetro j de salida.

La falta de claridad de la función objetivo ponderada deriva de los pesos w , que se definen de la siguiente manera:

$$w_i = w_j = \begin{cases} 1,000 & \text{si la importancia es baja} \\ 0,666 & \text{si la importancia es por defecto} \\ 0,333 & \text{si la importancia es alta} \end{cases} \quad (3-85)$$

Los objetivos representan los valores deseados de los parámetros y se definen para los parámetros de entrada continuos de la siguiente manera

$$x_t = \begin{cases} x & \text{si el valor deseado es sin preferencia} \\ x_l & \text{si el valor deseado es cercano del valor más bajo} \\ \frac{1}{2}(x_l + x_u) & \text{si el valor deseado es cercano al punto medio} \\ x_u & \text{si el valor deseado es cercano al valor más alto} \end{cases} \quad (3-86)$$

y, para los parámetros de salida, se tienen los siguientes valores deseados

$$y_t = \begin{cases} y & \text{si el valor deseado es sin preferencia.} \\ y_l & \text{si el valor deseado es el mínimo posible y el valor del objetivo no está definido.} \\ y_t^* & \text{si el valor deseado es menor que el objetivo y el objetivo está definido e } y \geq y_t^* . \\ y & \text{si el valor deseado es menor que el objetivo y el objetivo está definido e } y < y_t^* . \\ y_t^* & \text{si el valor deseado es cercano del valor objetivo.} \\ y & \text{si el valor deseado es mayor que el objetivo y el objetivo está definido e } y > y_t^* . \\ y_t^* & \text{si el valor deseado es mayor que el objetivo y el objetivo está definido e } y \leq y_t^* . \\ y_u & \text{si el valor deseado es el máximo posible objetivo y el valor objetivo no está definido.} \end{cases} \quad (3-87)$$

donde:

y_t^* es el valor de objetivo específico de usuario.

Así, las Ecs. (3.85) y (3.86) constituyen las metas del parámetro de entrada para los parámetros de entrada continuos y las Ecs. (3.85) y (3.87) constituyen las metas del parámetro de la respuesta.

La sección siguiente considera el caso donde los parámetros de entrada continuos tienen Valores Utilizables discretos (menú “Lista de Valores Discretos”) y es posible que haya parámetros de entrada distintos de Tipo “Discreto”. Se considera el caso donde los Valores Utilizables del parámetro de entrada continuo se definen como

$$\{X\} = \{x_0, x_1, \dots, x_{i-1}\} \quad (3-88)$$

con L los valores utilizables, se define la siguiente métrica

$$P_k = \frac{|x_t - x|}{|x_{\max} - x_{\min}|} \quad (3-89)$$

donde:

x_{\max} es el límite superior de los valores admisibles, y
 x_{\min} es el límite inferior de los valores admisibles.

El valor del objetivo x_i viene dado por lo siguiente

$$x_i = \begin{cases} x & \text{si el valor deseado es sin preferencia.} \\ x_i^* & \text{si el valor deseado es menor que el objetivo y el objetivo está definido y } x \geq x_i^* . \\ x & \text{si el valor deseado es menor que el objetivo y el objetivo está definido y } x < x_i^* . \\ x_i^* & \text{si el valor deseado es cercano del valor objetivo.} \\ x & \text{si el valor deseado es mayor que el objetivo y el objetivo está definido y } x > x_i^* . \\ x_i^* & \text{si el valor deseado es mayor que el objetivo y el objetivo está definido y } x \leq x_i^* . \end{cases} \quad (3-90)$$

Así, el GDS la función objetivo resulta ser (para parámetros con valores admisibles discretos)

$$\Phi \equiv \sum_{i=1}^n w_i N_i + \sum_{j=1}^m w_j M_j + \sum_{l=1}^p w_l P_l \quad (3-91)$$

Así, las Ecs. (3.85), (3.86) y (3.90) constituyen los parámetros de entrada objetivos de los parámetros que pueden ser continuos y poseer valores utilizables discretos.

Las normas y los objetivos como en Ecs. (3.89) y (3.90), son adoptados también para definir los objetivos de entrada para los parámetros de entrada discretos del Tipo “Discreto”. Por ejemplo, aquellos parámetros discretos cuyas Alternativas Utilizables indican un número integral de alguna característica particular del diseño (como el número de agujeros en una placa, el número de rigidizadores, etc.). Los parámetros de entrada discretos del Tipo “escenario”, donde las Alternativas Utilizables pueden indicar alguna configuración o tipo (como el nombre material) y para los cuales, consecuentemente, no se puede asignar un valor integral específico, se trata de forma diferente. La siguiente métrica se define para los parámetros de tipo “escenario”

$$Q_k = \begin{cases} 0 & \text{si el valor deseado = cercano al objetivo y alternativa util corriente = objetivo} \\ 0 & \text{si el valor deseado = sin preferencia} \\ 1/N_q & \text{si el valor deseado = cercano al objetivo y alternativa util corriente } \neq \text{objetivo} \end{cases} \quad (3-92)$$

donde N_q es el número total de Alternativas Utilizables del parámetro “escenario”.

Así, las Ecs. (3.85), (3.86) y (3.90) constituyen de los parámetros objetivo de entrada para los parámetros de tipo “discreto” y las Ecs. (3.85), (3.86) y (3.92) constituyen de los parámetros objetivo de entrada para los parámetros de tipo “escenario”.

Así, la ecuación de la función objetivo para el caso más general (donde hay parámetros continuos y discretos) se puede escribir en la forma

$$\Phi \equiv \sum_{i=1}^n w_i N_i \Big|_{(continuous\ input)} + \sum_{j=1}^m w_j M_j \Big|_{(continuous\ output)} + \sum_{l=1}^p w_l P_l \Big|_{(Usability+Discrete)} + \sum_{k=1}^s w_k Q_k \Big|_{(Scenarios)} \quad (3-93)$$

donde:

- n es el número de parámetros de entrada Continuos ,
- m es el número de parámetros de salida Continuos,
- l es el número de parámetros de entrada Continuos con Niveles de utilidad y parámetros “Discretos”, y
- s es el número de parámetros de “ escenario “

A partir de los valores normalizados, es obvio que cuanto más bajo sea el valor de Φ , mejor es el diseño con respecto a los valores e importancias deseadas. Así, se realiza un muestreo aleatorio uniforme de puntos de diseño por un proceso de Monte Carlo y se ordenan en orden ascendente de Φ . El número deseado de diseños son extraídos de la parte alta de la lista ordenada. Una técnica de “crowding” se emplea para asegurar que dos diseños cualesquiera no son muy cercanos uno al otro. El “crowding” se realiza para todos los parámetros estudiados excepto para el caso donde las preferencias se activan únicamente en los parámetros de tipo “scenario”.

3.6 OPTIMIZACIÓN DE TOPOLOGÍA EN ANSYS

3.6.1 Introducción

La optimización de topología es una forma de optimización de “forma”. El propósito de la optimización de topología es encontrar el mejor uso del material para un cuerpo, a la vez que un criterio objetivo toma un valor máximo/mínimo sujeto a restricciones dadas.

3.6.2 Introducción a la optimización de topología

Diferente de la optimización tradicional, la optimización de topología no requiere definir explícitamente los parámetros de la optimización (es decir, variables independientes que se optimizarán). En la optimización de topología la de distribución de material sobre un cuerpo sirve como parámetro de la optimización. Se define el problema estructural (características materiales, modelo del EF, las cargas, etc.) y la función objetivo (la función que se minimizará/maximizará), entonces se seleccionan las variables de estado (las variables dependientes restringidas) entre un sistema de criterios predefinidos.

La meta de la optimización de topología -la función objetivo- es minimizar/maximizar los criterios seleccionados (reduzca al mínimo la “compliance” estructural, maximizar las frecuencias naturales fundamentales, etc.), mientras se satisfacen las condiciones especificadas (reducción del volumen, etc.).

Esta técnica utiliza las variables del diseño (η_i) que son pseudo-densidades internas asignadas a cada elemento finito. Las densidades se trazan vía los comandos **PLNSOL**, **TOPO** y **PLESOL**, de **TOPO**.

La formulación estándar de la optimización de topología define el problema como minimización de la “compliance” estructural mientras se satisface una condición de volumen (V) de la estructura. La minimización de la “compliance” es equivalente a maximizar la rigidez estructural global. Por ejemplo, al especificar $V = 60$ significa que el 60% del material debe ser quitado de forma que se maximice la rigidez, con la configuración dada de carga. La Fig. 3.2 “es una optimización con el 60% de reducción del volumen” demuestra un área rectangular cargada, que debe ser optimizada en topología. La Fig. 3.2(a) muestra las cargas y las condiciones de contorno y la Fig. 3.2(b) muestra los resultados de la “forma” en términos de contorno de densidades.

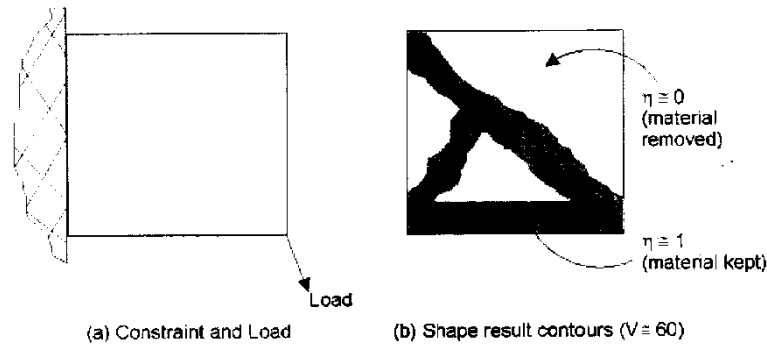


Figura 3.2 Ejemplo de optimización de topología con una reducción de volumen del 60%

3.6.3 Proceso de la optimización de topología

El proceso para realizar una optimización de topología consiste en los pasos generales siguientes

1. Definir el problema estructural.
2. Seleccionar los tipos de elementos.
3. Especificar las regiones optimizables y no optimizables.
4. Definir y controlar los casos de carga o la extracción de la frecuencia.
5. Definir y controlar el proceso de optimización.
6. Revisar los resultados.

Los detalles del proceso de la optimización se presentan a continuación. Donde corresponde, se indican las diferencias entre los procedimientos “batch” e “interactivo”.

3.6.3.1 Definición del problema estructural

Se Define el problema como para cualquier análisis elástico lineal. Se necesita definir las características de los materiales (módulo de Young, cociente de Poisson, y posiblemente la densidad del material). El coeficiente de Poisson debe estar entre 0.1 y 0.4.. A continuación se seleccionan los tipos apropiados de elemento y dependiendo de los criterios que se necesiten para el problema de topología particular, se necesitarán aplicar:

- Condiciones de carga y de contorno para un análisis estático lineal de estado simple o múltiple de carga.
- Condiciones de contorno para un análisis de frecuencia modal.

3.6.3.2 Selección de los tipos de elementos

La optimización de topología utiliza el 2-D plano, 3-D sólido, y elementos shell. Para utilizar esta técnica el modelo debe contener solamente los siguientes tipos de elementos:

- 2-D Plano: PLANE 42 o PLANE 82.
- 3-D Sólidos: SOLID 92 o SOLID 95.
- Shells: SHELL 93

Los elementos 2-D se deben utilizar para la tensión plana o problemas aximétricos.

3.6.3.3 Definición de las regiones optimizables y No-Optimizables

Solo los elementos identificados como tipo 1 (vía el **TYPE** comando) experimentan la optimización de topología. Se debe Utilizar esta regla para controlar las regiones del modelo a optimizar. Por ejemplo, si se quiere guardar material cercano a un agujero o a un soporte, se debe identificar los elementos en esas áreas como tipo 2 o más alto

```

...
ET,1,SOLID92
ET,2,SOLID92
...
TYPE,1
VSEL,S,NUM,,1,2      ! The volume modeled by these elements will be
VMESH,ALL             ! optimized
TYPE,2
VSEL,S,NUM,,3        ! The volume modeled by these elements will not
VMESH,ALL             ! be optimized
...

```

Se puede utilizar cualquier selección de ANSYS y cualquier comando de modificación para controlar el tipo de definiciones para los elementos.

3.6.3.4 Definición y control de los estados de carga o de la extracción de la frecuencia

Se puede realizar la optimización de topología basada en cualquier análisis estructural lineal estático o modal.

3.6.3.4.1 Análisis estático estructural lineal.

Al definir la “compliance” estructural como el objetivo o condición para la optimización de topología (**TOCOMP**, **TOVAR**), se debe realizar un análisis estructural estático lineal durante la optimización. Se puede realizar la optimización de topología para un solo estado de carga o para varios estados.

Sin embargo, para obtener una sola solución de la optimización de varios estados independientes de la carga, se debe usar y resolver el estado de carga escrito. Después de definir cada estado de carga, se debe escribir los datos a un archivo (utilizar el comando de **LSWRITE**). Finalmente, es necesario resolver la colección de casos de la carga usando el comando **LSSOLVE**. El comando de **TOLOOP** realiza este último paso.

Por ejemplo, el código siguiente muestra cómo se pueden combinar tres estados de carga para un solo análisis de optimización de topología.

```

...
...
D,10,ALL,0,,20,1      ! Define Loads and constraints for 1st load case
NSEL,S,LOC,Y,0
SF,
ALLSEL
LSWRITE,1             ! Write 1st load case
DDEL,                 ! Clear and then define 2nd load case
SFDEL,
NSEL,S,LOC,X,0,1
D,ALL,ALL,0
F,212,FX
LSWRITE,2             ! Write 2nd load case
...                 ! Etc.
LSWRITE,3             ! Write 3rd load case
...                 ! Etc.
FINISH
TOCOMP,MCOMP,MULTIPLE,3 ! Define weighted multiple "compliance" function
                        ! "MCOMP"
                        ! considering all three load cases
TOVAR,MCOMP,OBJ        ! Define "MCOMP" as topological objective
TOVAR,VOLUME,CON,,10   ! Define "VOLUME" as topological constraint
TODEF                 ! Initialize topo opt.
TOLOOP,20              ! Solve and perform topological optimization

```

3.6.3.5 Definir y controlar el proceso de optimización

El proceso de la optimización de topología consiste en cuatro partes: definir funciones de la optimización, definir funciones objetivo y restricciones, la inicialización de la optimización de, y la ejecución de la optimización de topología. Se puede poner en marcha la parte cuarta, ejecutando la optimización de topología, de dos formas: controlando y ejecutando cada iteración, o automáticamente realizando muchas iteraciones. ANSYS recomienda la última forma.

Siete comandos de ANSYS definen y ejecutan la optimización de topología: **TOFREQ**, **TOCOMP**, **TOVAR**, **TOTYPE**, **TODEF**, **TOEXE**, y **TOLOOP**. Se utilizan los comandos **TOCOMP** y **TOFREQ** para definir funciones topológicas de la optimización. El comando **TOVAR** define las funciones objetivo y las restricciones para el problema de optimización. El comando **TOTYPE** define el tipo de solución empleada para resolver el problema de la optimización. El comando **TODEF** define una tolerancia para la convergencia e inicializa el proceso topológico de la optimización. **TOEXE** ejecuta una sola iteración de la optimización. **TOLOOP** ejecuta varias iteraciones.

Para realizar correctamente la optimización de topología, después de definir los parámetros de la optimización, se debe resolver el problema (**SOLVE**) antes de ejecutar una o más iteraciones de la optimización (**TOEXE**). Si no se resuelve el problema, aparecerá un mensaje de error cuando se intente ejecutar un paso de la optimización. El comando **TOLOOP** realiza los pasos hasta obtener la solución.

3.6.3.5.1 Definición de las funciones de la optimización

Primero, se definen las funciones de la optimización implicadas en el problema de optimización de topología. Se debe utilizar **TOCOMP** para definir una función de ponderación la conformidad para las condiciones simples o múltiples de carga en un análisis estructural estático lineal. Para cada función de topología, se debe especificar un nombre único de la referencia (hay que tener en cuenta que el nombre “VOLUME” de la referencia es un nombre predefinido para la función total del volumen). Se puede también suprimir una función de la optimización de topología usando **TOCOMP**, RefName o **TOFREQ**, RefName (con el espacio en blanco izquierdo de los campos restantes). La opción de cancelación también desactiva la función como un objetivo topológico si el comando **TOVAR** se ha utilizado ya.

Para definir una función para la optimización de topología, se debe utilizar uno de estos métodos

Command(s): [TOCOMP](#),
[TOFREQ](#)

GUI: **Main Menu> Topological Opt> Advanced Opt> Topo Function**
Main Menu> Topological Opt> Set Up> Basic Opt

Para enumerar todas las funciones de la optimización de topología se debe usar

Command(s): [TOLIST](#)

GUI: **Main Menu> Topological Opt> Advanced Opt> List Functions**

3.6.3.5.2 Definición de la función objetivo y las restricciones

El paso siguiente es asignar la función objetivo y las restricciones para el problema de la optimización de topología, es decir, especificar qué funciones, definidas previamente por medio de **TOCOMP** y de **TOFREQ**, son restricciones, y cuál es la función objetivo. Se proporciona una función predefinida “VOLUME” (representando la función total del volumen), que se puede utilizar para cualquier objetivo o condición. Observe que solamente las combinaciones siguientes del objetivo y de restricciones están permitidas:

Objective	Valid Constraints
Single Compliance (TOCOMP)	VOLUME
Multiple Compliance (TOCOMP)	VOLUME
Single Frequency (TOFREQ)	VOLUME
Weighted mean frequency (TOFREQ)	VOLUME
Reciprocal mean frequency (TOFREQ)	VOLUME
Euclidean norm frequency (TOFREQ)	VOLUME
VOLUME	Single Compliance (TOCOMP), multiple constraint definition allowed
VOLUME	Multiple Compliance (TOCOMP)

Para asignar la función objetivo y las restricciones para la optimización topológica, se debe utilizar uno de estos métodos:

Command(s): [TOVAR](#)

GUI: **Main Menu> Topological Opt> Advanced Opt> Topo Objective**
Main Menu> Topological Opt> Set Up> Basic Opt

La función objetivo debe ser definida antes de definir las restricciones. Los límites mínimos y máximos se pueden especificar para la definición de la restricción. No hay restricciones necesarias para la función objetivo.

Se puede cambiar un objetivo o una condición en cualquier momento declarado simplemente redefiniéndolo.

Se puede también suprimir un objetivo o una condición (**TOVAR**, RefName, DEL). La opción de la cancelación no suprime la función topológica; simplemente desactiva la función como un objetivo topológico o condición.

Por ejemplo, el siguiente macro de entrada muestra como una minimización de la “compliance” sujeto a una reducción del volumen del 25 % es definido como:

```

...
TOCOMP,COMP,SINGLE,1 ! Define single "compliance" (load case 1) as
                      ! topological
                      ! optimization function
                      ! "COMP"
TOVAR,COMP,OBJ       ! Define the compliance function "COMP" as
                      ! objective for
                      ! topological optimization
TOVAR,VOLUME,CON,,25 ! Define predefined total volume function
                      ! "VOLUME" as constraint
                      ! for topological optimization; Specify a volume
                      ! reduction of 25 percent
TODEF,1.0d-4         ! Initialize topological optimization
TOLOOP,10,1          ! Do 10 topological optimization iterations
                      ! automatically

```

Se puede preguntar en cualquier momento el estado activo actual de **TOVAR**, de **TODEF**, y de **TOTYPE**, usando el comando **TOSTAT**.

Command(s): [TOSTAT](#)

GUI: **Main Menu> Topological Opt> Advanced Opt> Status**
Main Menu> Topological Opt> Status

3.6.3.5.3 Resolución del problema e iniciación de la optimización

Después de definir los parámetros de la optimización, se debe resolver el problema (**SOLVE**). Se debe resolver el problema antes de realizar la optimización de topología.

Command(s): [SOLVE](#)

GUI: **Main Menu> Solution> Solve> Current LS**

Después de especificar el problema de optimización (definir funciones de la optimización y definir objetivo y restricciones) se puede seleccionar el tipo de solución que se quiere emplear para solucionar el problema de optimización. **TOTYPE** permite elegir "Optimality Criteria" (**OC**) o "Sequential Convex Programming" (**SCP**). La aproximación **OC** es aplicable a problemas con volumen como única restricción. La aproximación de **SCP** es aplicable a todas las combinaciones válidas de objetivos y restricciones.

Command(s): [TOTYPE](#)

GUI: **Main Menu> Topological Opt> Run**

Como último paso de la preparación se debe inicializar el proceso de optimización de topología. Aquí también se define la exactitud de la convergencia.

Command(s): [TODEF](#)

GUI: **Main Menu> Topological Opt> Run**

Los detalles de la especificación generados en este punto no se guardan en la base de datos de ANSYS. Por lo tanto, si se desea realizar otra optimización de topología después de **RESUME**, es necesario reeditar todos los comandos utilizados para instalar el problema de optimización (**TOCOMP**, **TOFREQ**, **TOVAR**, **TOTYPE**, y **TODEF**).

3.6.3.5.4 Ejecución de una sola iteración

Después de definir los parámetros de la optimización, se puede lanzar una sola iteración. Después de la ejecución, puede comprobar convergencia y mostrar y/o enumerar los resultados actuales. Se puede continuar resolviendo y ejecutando iteraciones adicionales hasta que se alcance el resultado deseado. El comando **TOEXE** no está disponible en el GUI.

Comandos:

TOEXE

El siguiente ejemplo muestra como se ejecutaría una iteración de optimización de topología:

```
...
TOCOMP,COMP,SINGLE,1 ! Define single compliance (load case 1) as
topological
                        ! optimization function
                        ! "COMP"
TOVAR,COMP,OBJ        ! Define the compliance function "COMP" as objective
for
                        ! topological optimization
TOVAR,VOLUME,CON,,25 ! Define predefined total volume function "VOLUME" as
                        constraint
                        ! for topological optimization; Specify a volume
                        reduction of 25 percent
TOTYPE,OC              ! Use OC approach for optimization problem
TODEF,1.0d-4          ! Initialize topological optimization
/SOLUTION
SOLVE                 ! Perform 1st stress analysis
TOEXE                 ! Perform 1st topological iteration
FINISH
/POST1               ! Enter post processing
PLNSOL,TOPO          ! Plot topological results
*GET,TOPSTAT,TOPO,,CONV ! Get the topological convergence status
*STAT,TOPSTAT        ! List convergence status
/SOLUTION
SOLVE                 ! Perform 2nd stress analysis
TOEXE                 ! Perform 2nd topological optimization
FINISH
/POST1               ! Etc.
...
```

Una de las ventajas principales de **TOEXE** es que se puede utilizar para crear sus propias macros iterativas para la optimización automática. El comando **TOLOOP** puede realizar varias iteraciones de la optimización.

3.6.3.5.5 Ejecución varias iteraciones automáticamente

Después de definir los parámetros de la optimización, se pueden lanzar varias iteraciones que se ejecutarán automáticamente. Después de que se hayan realizado las iteraciones, se puede comprobar la convergencia y mostrar y/o enumerar la topología actual. Se puede continuar resolviendo y ejecutando iteraciones adicionales si se desea. El comando **TOLOOP** es una macro de ANSYS y, como tal, puede ser copiado y modificado para requisitos particulares (véase la guía del programador de ANSYS APDL).

Command(s): [TOLOOP](#)

GUI: **Main Menu> Topological Opt> Run**

El ejemplo siguiente muestra cómo se utilizaría la macro de TOLOOP para ejecutar iteraciones múltiples (en este caso, 20) automáticamente:

```

...                ! Setup, define and
LSWRITE            !   write 1st load case
...                ! Setup, define and
LSWRITE            !   write 2nd load case
...                ! Setup, define and
LSWRITE            !   write 3rd load case
...
TOCOMP,MCOMP,MULTIPLE,3      ! Define multiple compliance (3 load cases) as
                                topological
                                ! optimization function "MCOMP"
TOVAR,MCOMP,OBJ              ! Define the compliance function "MCOMP" as objective
                                for
                                ! topological optimization
TOVAR,VOLUME,CON,,80        ! Define predefined total volume function "VOLUME" as
                                constraint for
                                ! topological optimization; Specify a volume
reduction
                                of 80 percent
TODEF,0.001                ! Initialize topological optimization with .001
                                convergence tolerance
...
/DSCALE,,OFF                ! Remove distortion
/CONTOUR,,3                ! Request 3 contours for each display
TOLOOP,20,1                ! Perform 20 (max.) iterations. Each iteration
solves and
                                ! plots results

```

Cada iteración de topología ejecuta un comando de **LSSOLVE**, un comando de **TOEXE**, y un **PLNSOL**. El proceso iterativo de optimización termina una vez que se logra la convergencia (definido con **TODEF**) o cuando se alcanza el número máximo de iteraciones (definido con **TOLOOP**).

3.6.3.6 Revisión de los resultados

Después de que las iteraciones del fichero de topología estén completas, los resultados pertinentes se almacenan en resultados de ANSYS (Jobname.RST) y están disponibles para el proceso adicional. Se pueden utilizar las opciones siguientes del postproceso. Para más información sobre alguna de estas opciones, ver la referencia de los comandos de ANSYS para la descripción particular del comando, o vea el postprocesador general (**/POST1**) en la guía básica del análisis de ANSYS.

Para obtener un listado o diagrama nodal de las pseudo-densidades, se debe utilizar el argumento **TOPO** de los comandos **PRNSOL** y **PLNSOL**. O utilizar el comando **TOPLOT,0**.

Para obtener un listado o un diagrama de elementos de pseudo-densidades, se debe utilizar el argumento **TOPO** de los comandos **PLESOL** o **PRESOL**. O se puede utilizar el comando **TOPLOT,1**.

Adicionalmente, se puede representar o imprimir además la historia gráfica de la evolución de la optimización, usando los comandos **TOGRAPH** o **TOPRINT**


```

...
/POST1          ! Enter post processor
TOPLOT,1        ! Plot nonaveraged element pseudo-densities
PLNS,TOPO       ! Plot averaged nodal pseudo-densities
TOGRAPH,OBJ     ! Plot iteration history of topological objective
TOGRAPH,CON,VOLUME ! Plot iteration history of topological constraint
                  "VOLUME"
TOPRINT,OBJ     ! Print iteration history of topological objective
TOPRINT,CON     ! Plot iteration history of topological constraint
                  "VOLUME"

```

...

También se pueden ver los resultados via “ANSYS tabular capabilities”:

```

...
ETABLE,EDENS,TOPO
PLETAB,EDENS
PRETAB,EDENS
ESEL,S,ETAB,EDENS,0.9,1.0
EPLOT
...

```

Para comprobar el estado más reciente de la convergencia (es decir, la última iteración) y los valores del objetivo o de las restricciones, se puede utilizar *GET:

```

...
*GET,TOPCV,TOPO,,CONV      ! If TOPCV = 1 (converged)
*GET,TITER,TOPO,,ITER      ! TITER = Iteration counter
*GET,TOBJ,TOPO,ITER-1,TOHO ! TOBJ = objective function value of last
                           ! iteration
*GET,TCON,TOPO,ITER-1,TOHC,1 ! TCON = constraint function value of last
                           ! iteration
*STAT

```

4 Análisis de Pandeo en el programa ANSYS

4.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se tratará el cálculo de los modos de pandeo utilizando el programa ANSYS, con sus herramientas y métodos.

A continuación se desarrolla la teoría del análisis de pandeo y se describen los comandos de ANSYS que se utilizan en el mismo.

4.2 TIPOS DE ANÁLISIS DE PANDEO

Existen dos técnicas disponibles en el programa ANSYS para predecir la carga crítica de pandeo y los modos de pandeo de una estructura: análisis no lineal de pandeo y análisis de autovalores (o lineal) de pandeo. Debido a que ambos métodos pueden proporcionar resultados sensiblemente diferentes, es necesario primero entender las diferencias entre ellos.

4.2.1 Análisis de pandeo no lineal

El análisis de pandeo no lineal es normalmente el enfoque más preciso y por lo tanto es el recomendado para el diseño y evaluación de las estructuras actuales. Esta técnica emplea un análisis estático no lineal con incrementos graduales de la carga para encontrar el nivel de carga en el que la estructura se vuelve inestable, como se muestra en la Figura 4.1 (a).

Utilizando la técnica no lineal, el modelo puede incluir características como imperfecciones iniciales, comportamiento plástico, huecos, y respuesta con grandes deformaciones. Además usando la carga de deformación controlada, se puede seguir la representación después del pandeo de la estructura (que puede ser útil en los casos en que la estructura al pandear cambia a una configuración estable, tal como sucede en el caso del pandeo de una cúpula poco profunda).

4.2.2 Análisis de pandeo con autovalores

El análisis del pandeo mediante el método de los autovalores predice la carga teórica de pandeo (el punto de inflexión) de una estructura ideal, elástica lineal (ver Figura 4.1 (b)). Este método corresponde a los enfoques dados en la literatura técnica del análisis de pandeo elástico: por ejemplo, un valor propio de pandeo de una columna de análisis coincidirá con la solución clásica de Euler. Sin embargo, las imperfecciones y las no linealidades impiden en la mayoría de las estructuras del mundo real que alcancen su resistencia al pandeo elástico teórico. Por lo tanto, el análisis de pandeo lineal a menudo da resultados rápidos, pero no conservadores, y generalmente no se utiliza en la actualidad en el día a día de los análisis de ingeniería.

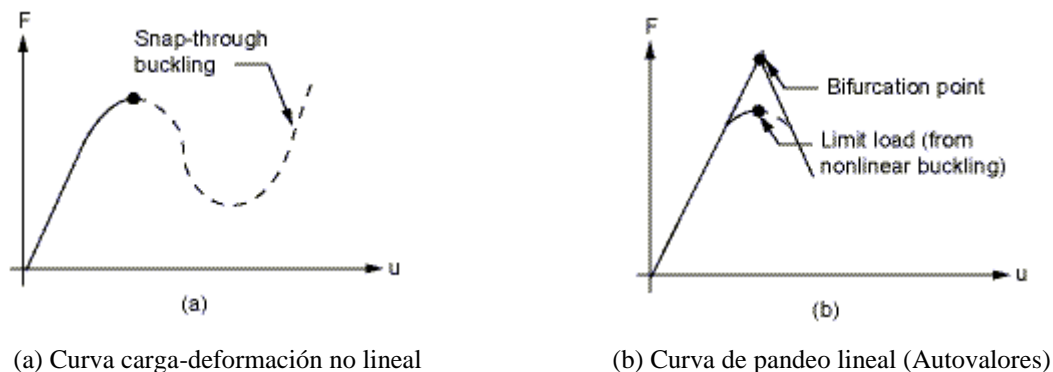


Figura 4.1 Curvas de pandeo

4.3 HIPÓTESIS Y RESTRICCIONES

1. Válido para grados estructurales de libertad (GDL) solamente.
2. La estructura falla repentinamente, con una curva fuerza-deformación horizontal (véase la Figura 4.2).
3. La estructura tiene efectos constantes de rigidez.
4. Una solución estática con los efectos de esfuerzos previos incluidos (PSTRES, ON) es ejecutada.

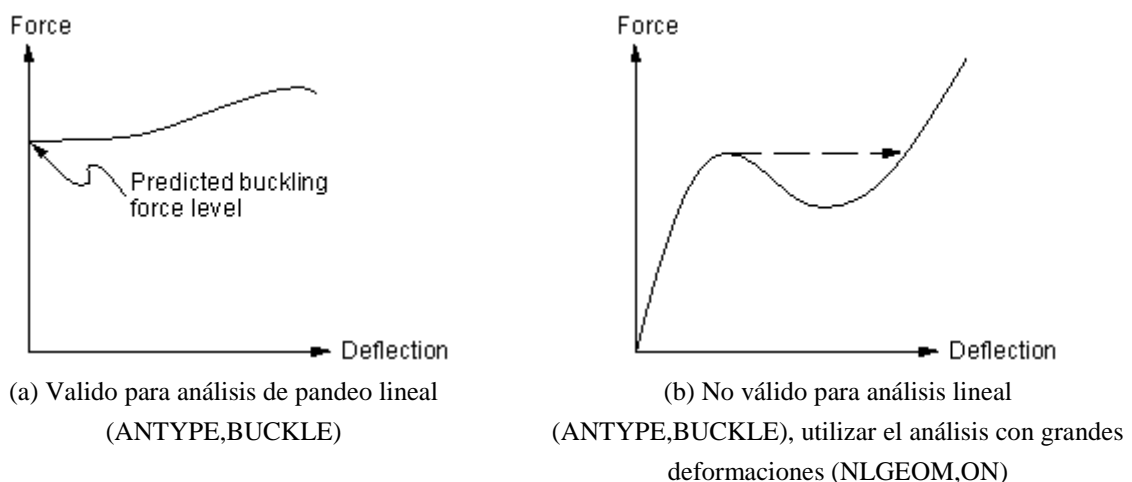


Figura 4.2 Tipos de problemas de pandeo

4.3.1 Puntos a recordar

1. El análisis de pandeo lineal debe ser precedido por un análisis estructural estático
2. Los resultados calculados por el análisis de pandeo lineal son factores de carga de pandeo que escalan las cargas aplicadas en el análisis estructural estático. Debido a esto, por ejemplo, si se aplica una carga de compresión de 10 N en una estructura en el análisis estático y el análisis de pandeo calcula un factor de carga de 1500, entonces la carga predicha de pandeo es $1500 \times 10 = 15000$ N. Por ello es típico aplicar cargas unitarias en el análisis estático que precede al análisis de pandeo.
3. Los factores de carga de pandeo son aplicados a todas las cargas usadas en el análisis estático
4. Una estructura puede tener un número infinito de factores de carga de pandeo. Cada factor de carga está asociado con un patrón de inestabilidad diferente. Normalmente, el factor de carga más baja es el de interés.
5. Hay que considerar que los factores de carga representan factores de escala para todas las cargas. Si ciertas cargas son constantes (por ejemplo, las cargas de gravedad, peso propio), mientras que otras cargas son variables (por ejemplo, las cargas aplicadas externamente), es necesario tomar medidas especiales para garantizar resultados precisos. Una de las estrategias que puede utilizar para lograr este objetivo es repetir en la solución de pandeo lineal, ajustando las cargas variables hasta que el factor de carga se convierte en 1.0 (o casi 1.0, dentro de una cierta tolerancia de convergencia). Considere, por ejemplo, un poste que tiene un peso propio W_0 , que soporta una carga aplicado externamente, A . Para determinar el valor límite de A en un análisis de pandeo lineal, se podía resolver repetitivamente, utilizando diferentes valores de A , hasta que por iteración se encuentre un factor de carga aceptablemente cerca de 1,0.
6. Se puede solicitar una restricción distinta de cero en el análisis estático. Los factores de carga calculados en el análisis de pandeo también deberían aplicarse a estos valores de restricción diferentes de cero. Sin embargo, el modo de pandeo asociado con esta carga mostrará la restricción que tener valor cero.
7. Mostrar en pantalla los distintos modos de pandeo es útil para comprender cómo una pieza o un ensamblaje se deforma cuando pandea, pero no representa desplazamientos reales.

4.4 DESCRIPCIÓN DEL ANÁLISIS

Este tipo de análisis es para el punto de inflexión de pandeo utilizando un modelo linealizado de estabilidad elástica. El punto de inflexión de pandeo se refiere al crecimiento sin restricciones del modelo de deformaciones. Una estructura lineal con una curva fuerza-deformación similar a la de la Figura 4.2 (a) está bien modelada para un análisis lineal de pandeo (ANTYPE, BUCKLE), mientras que una estructura con una curva similar a la Figura 4.2 (b) no lo es (el análisis de grandes deformaciones (NLGEOM, ON) es el adecuado). El problema de pandeo se formula como un problema de valores propios:

$$([K] + \lambda_i[S])\{\psi\}_i = 0 \quad (4-1)$$

donde:

- [K] es la matriz de rigidez,
- [S] es la matriz de “Stress stiffnes”,
- λ_i es el valor propio i (usado para multiplicar las cargas generadas por [S]), y
- ψ_i es el vector propio i de desplazamientos.

El problema de autovalores es discutido en 4.4.1.

Por defecto, el método de **Block Lanczos** encuentra modos de pandeo en el rango de 0,0 a infinito positivo. Si el primer valor propio más cercano al punto de cambio es negativo (lo que indica que las cargas aplicadas en una dirección inversa harán que se produzca el pandeo), el programa no podría encontrar este valor propio. La reversión de las cargas aplicadas podría permitir que el programa encontrase el modo; o la creación de LDMULTE = CENTER (en el comando BUCOPT) podría permitir que el programa encontrase valores propios en el barrio a la izquierda y a la derecha del centro (con un costo de tiempo adicional). Cuando se utiliza el método de Block Lanczos en un análisis de pandeo, se recomienda solicitar unos pocos modos adicionales más allá de lo que se necesita con el fin de mejorar la precisión de la solución final. También es recomendable que se introduzca un valor distinto de cero en SHIFT y un valor LDMULTE razonable en el comando BUCOPT cuando se encuentren problemas numéricos.

4.4.1 Extracción de autovalores y vector propio

Los siguientes métodos de extracción están disponibles en el programa ANSYS:

1. Método reducido.
2. Método del Supernodo.
3. Block Lanczos.
4. PCG Lanczos.
5. Método Asimétrico.
6. Método del Amortiguamiento.
7. Método del Amortiguamiento QR.
8. Cambio.
9. Valores propios repetidos.
10. Soluciones propias complejas.

El problema de autovalores y vector propio necesita ser resuelto para el modo de frecuencia y de pandeo. Tiene la forma de

$$[K]\{\phi_i\} = \lambda_i[M]\{\phi_i\} \quad (4-2)$$

donde:

- [K] es la matriz de rigidez de la estructura,
- $\{\phi_i\}$ es el vector propio,
- λ_i es el valor propio, y
- [M] es la matriz de masa de la estructura.

Para el análisis de los modos de esfuerzo previos, la matriz [K] incluye la matriz de rigidez estrés [S]. Para el análisis de pandeo con valores propios, la matriz [M] se sustituye por la matriz de rigidez estrés [S].

Las discusiones del resto de esta sección asumen un análisis modal (ANTYPE, MODAL) excepto las excepciones señaladas, pero por lo general se aplica a un análisis de pandeo con autovalores.

Los procedimientos de extracción de valores propios y vectores propios disponibles se resumen en la Tabla 4.1. Cada método se discute posteriormente.

Procedure	Input	Usages	Applicable Matrices ++	Reduction	Extraction Technique
Reduced	MODOPT, REDUC	Any (but not recommended for buckling)	K, M	Guyan	HBI
Supernode	MODOPT, SNODE	Symmetric (but not applicable to buckling)	K, M	None	Internally uses node grouping, reduced, and Lanczos methods
Block Lanczos	MODOPT, LANB	Symmetric	K, M	None	Lanczos which internally uses QL algorithm
PCG Lanczos	MODOPT, LANPCG	Symmetric (but not applicable for buckling)	K, M	None	Lanczos which internally uses QL algorithm
Unsymmetric	MODOPT, UNSYM	Unsymmetric matrices	K*, M*	None	Lanczos which internally uses QR algorithm
Damped	MODOPT, DAMP	Symmetric or unsymmetric damped systems	K*, C*, M*	None	Lanczos which internally uses QR algorithm
QR Damped	MODOPT, QRDAMP	Symmetric or unsymmetric damped systems	K*, C*, M	Modal	QR algorithm for reduced modal damping matrix

++ K = stiffness matrix, C = damping matrix, M = mass or stress stiffening matrix, * = can be unsymmetric

Tabla 4.1 Procesos usados para la extracción de valores y vectores propios

El método del Block Lanczos y el del PCG Lanczos utilizan iteraciones para extraer los valores propios pedidos. Sin embargo, el método Block Lanczos emplea el método directo de dispersión (Sparse direct solver), mientras que el método PCG Lanczos utiliza el solucionador PCG iterativo internamente para resolver el sistema de ecuaciones necesario en cada iteración de Lanczos.

4.4.1.1 Método Reducido

Para el método de reducción (se accede con MODOPT, REDUC), el sistema de ecuaciones se condensa primero a los grados de libertad asociados con los grados de libertad maestros mediante reducción de Guyan. El conjunto de n grados de libertad maestros caracterizan las frecuencias naturales de interés en el sistema. Esta técnica conserva la energía potencial del sistema, pero modifica, en cierta medida, la energía cinética. La energía cinética de los modos de baja frecuencia es menos sensible a la condensación de energía cinética de los modos de alta frecuencia. El número de grados de libertad maestros seleccionados debe ser generalmente al menos igual a dos veces el número de frecuencias de interés. Esta forma reducida puede ser expresada como

$$[\hat{K}]\{\hat{\Phi}_i\} = \lambda_i[\hat{M}]\{\hat{\Phi}_i\} \quad (4-3)$$

donde:

- $[K]$ es la matriz de rigidez reducida (conocida),
- $\{\Phi_i\}$ es el vector propio (desconocido),
- λ_i es el valor propio (desconocido), y
- $[\hat{M}]$ es la matriz de masa reducida (conocida).

A continuación, se lleva a cabo la extracción real del valor propio. La técnica de extracción empleada es la técnica de extracción HBI (iteración Bisección Inversa de Householder) y consta de los siguientes cinco pasos:

4.4.1.1.1 Transformación del problema generalizado de autovalores en el problema estándar

La ecuación (4-3) se debe transformar al problema de autovalores estándar, que es la forma deseada (con $[A]$ simétrica)

$$[A]\{\Psi\} = \lambda\{\Psi\} \quad (4-4)$$

Esto se logra con los siguientes pasos.

Premultiplicando ambos lados de la ecuación (4-3) por $[\widehat{M}]^{-1}$:

$$[\widehat{M}]^{-1}[\widehat{K}]\{\widehat{\Phi}_i\} = \lambda_i\{\widehat{\Phi}_i\} \quad (4-5)$$

Se descompone $[\widehat{M}]^{-1}$ en $[L][L]^T$ por medio de la descomposición de Cholesky, donde $[L]$ es la matriz triangular más baja. Combinando con la ecuación (4-5),

$$[L]^{-T}[L]^{-1}[\widehat{K}]\{\widehat{\Phi}\} = \lambda\{\widehat{\Phi}\} \quad (4-6)$$

Es conveniente definir

$$\{\widehat{\Phi}\} = [L]^{-T}\{\Psi\} \quad (4-7)$$

Combinando las ecuaciones (4-6) y (4-7), y reduciendo

$$[L]^{-1}[\widehat{K}][L]^{-T}\{\Psi\} = \lambda\{\Psi\} \quad (4-8)$$

o

$$[A]\{\Psi\} = \lambda\{\Psi\} \quad (4-9)$$

donde:

$$[A] = [L]^{-1}[\widehat{K}][L]^{-T}$$

Nótese que la simetría de la matriz $[A]$ se ha conservado mediante este procedimiento.

4.4.1.1.2 Reducción de $[A]$ a la forma diagonalizada

Este paso se realiza por el método de Householder a través de una serie de transformaciones similares resultando:

$$[B] = [T]^T[A][T] \quad (4-10)$$

donde:

$[B]$ es la forma diagonalizada de $[A]$, y

$[T]$ es matriz construida para diagonalizar $[A]$, obtenida por iteración (Bathe, 1996).

El problema de autovalores se reduce a

$$[B]\{\Psi\} = \lambda\{\Psi\} \quad (4-11)$$

Nótese que los autovalores (λ) no se han modificado a través de estas transformaciones, pero los vectores propios están dados por

$$\{\widehat{\Phi}_i\} = [L]^{-T}[T]\{\Psi_i\} \quad (4-12)$$

4.4.1.1.3 Cálculo de los valores propios

Se emplea la comprobación Sturm de la secuencia con el método de bisección para determinar los valores propios.

4.4.1.1.4 Cálculo de los vectores propios

Los vectores propios se evalúan utilizando la iteración inversa con cambio. Los vectores propios asociados con múltiples autovalores se evalúan usando el vector de deflación inicial mediante el procedimiento de ortogonalización en la iteración inversa de Gram-Schmidt.

4.4.1.1.5 Transformación del vector propio

Después de que los vectores propios Ψ_i hayan sido evaluados, las formas modales $\{\widehat{\Phi}_i\}$ se recuperan a través de la ecuación (4-12).

4.4.1.2 Método del Supernodo

El solucionador Supernodo (SNODE) se utiliza para resolver problemas de valores propios, simétricos, grandes, con muchos modos (hasta 10.000 y más) en una solución. Un supernodo es un grupo de nodos de un grupo de elementos. Los supernodos para el modelo se generan de forma automática mediante el solucionador. Este método calcula primero modos propios de cada supernodo en el rango de 0,0 a $FREQE * RangeFact$ (donde $RangeFact$ se especifica mediante el comando $SNOPTION$ y por defecto es 2.0), y luego utiliza los modos propios supernodo para calcular los modos propios globales del modelo en el rango de $FREQB$ a $FREQE$ (donde $FREQB$ y $FREQE$ son especificados por el comando $MODOPT$). Normalmente, este método ofrece tiempos de solución más rápida que Lanczos bloque o Lanczos PCG si el número de modos solicitados es más de 200.

El solucionador Supernodo utiliza un método aproximado en comparación con el método Block Lanczos bloques y el PCG Lanczos. La exactitud de la solución del método del Supernodo puede ser controlada por el comando $SNOPTION$. Por defecto, la exactitud modo propio se basa en la gama de frecuencias utilizada, como se muestra en la Tabla 4.2.

Frequency Range	Accuracy of Supernode solution
0 - 100 Hz	0.01 percent error
100 - 200 Hz	0.05 percent error
200 - 400 Hz	0.20 percent error
400 - 1000 Hz	1.00 percent error
1000 Hz and higher	3.0 - 5.0 percent error

Tabla 4.2 Precisión del Método del Supernodo según la frecuencia

Típicamente, la razón para la búsqueda de muchos modos es para llevar a cabo un modo de superposición posterior o un análisis PSD para obtener la respuesta en un intervalo de frecuencia superior. El error introducido por el solucionador Supernodo (que se muestra en la tabla anterior) es lo suficientemente pequeño para la mayoría de los propósitos de ingeniería. Se puede utilizar el comando $SNOPTION$ para aumentar la precisión de la solución, pero a costa de un mayor tiempo de cálculo. El aumento del valor de $RangeFact$ (en el comando $SNOPTION$) da como resultado una solución más precisa.

En cada paso del cálculo de valor propio Supernodo, se realiza una comprobación Sturm. La existencia de modos perdidos en el método del Supernodo es rara.

La opción de matriz de masa concentrada (LUMPM, ON) no se permite cuando se utiliza el método de extracción de modos Supernodo. La opción de matriz de masa consistente se puede utilizar independientemente de la configuración LUMPM.

4.4.1.3 Block Lanczos

El método de extracción de valores propios Block Lanczos ($MODOPT$, LANB o BUCOPT, LANB) está disponible para grandes problemas de valores propios simétricos. El algoritmo de Block Shift Lanczos es una variación del algoritmo Lanczos clásico, donde los lazos

recurrentes se realizan utilizando un bloque de vectores, en contraposición a un único vector. Los detalles teóricos adicionales sobre el método de Lanczos clásico se pueden encontrar en Rajakumar y Rogers (1991).

Un algoritmo de Block Shift Lanczos, como se encuentra en Grimes et al. (1996) es la base teórica del solucionador de autovalores. El método Block Lanczos emplea una estrategia de cambio automatizado, combinado con un chequeo secuencial de Sturm, para extraer el número de valores propios solicitados. La comprobación de secuencia de Sturm se asegura de que el número solicitado de frecuencias propias más allá de la proporcionadas por el usuario por desplazamiento de frecuencia (FREQB en el comando MODOPT) se encuentra sin perder ningún modo. Al final del cálculo del Block Lanczos, el solucionador realiza una comprobación de secuencia Sturm automáticamente. Esta comprobación calcula el número de pivotes negativos encontrados en el intervalo que los valores propios mínimos y máximos abarcan. Este número será igual al número de valores propios convergentes menos algunos valores propios que se han perdido. Block Lanczos informará del número de valores propios que faltan, si los hubiere.

El uso del método de Block Lanczos para la resolución de los modelos más grandes (1.000.000 GDL, por ejemplo) con muchas ecuaciones de restricción, puede requerir una cantidad significativa de memoria del ordenador. El método alternativo de Lanczos PCG, que utiliza internamente el solucionador PCG, podría suponer un ahorro de memoria y tiempo de cálculo.

4.4.1.4 PCG Lanczos

La base teórica de este método de extracción de valores propios se encuentra en Grimes et al. (1996), que es la misma base para el método de extracción Block Lanczos. Sin embargo, la implementación del solucionador Block Lanczos difiere un poco en el PCG Lanczos

- No emplea una estrategia automatizada de cambio durante el análisis de valores propios.
- No realiza una comprobación de secuencia de Sturm por defecto.
- Sólo está disponible para el análisis modal y no es aplicable al análisis de pandeo.

4.4.1.5 Método Asimétrico

El Método Asimétrico (MODOPT, UNSYM) es aplicable siempre que las matrices del sistema sean asimétricas. Por ejemplo, en un problema de interacción fluido-estructura acústica utilizando elementos FLUID30 se obtendrán matrices no simétricas. Además, ciertos problemas relacionados con el elemento de matriz de entrada MATRIX27 y/o el elemento COMBI214, como la dinámica del rotor pueden dar lugar a que las matrices del sistema sean no simétricas. Un problema generalizado de valores propios dado por la siguiente ecuación

$$[K]\{\phi_i\} = \lambda_i[M]\{\phi_i\} \quad (4-13)$$

se puede configurar y resolver mediante el análisis de modos de frecuencia (ANTYPE, MODAL). Las matrices $[K]$ y $[M]$ son la rigidez del sistema y la matriz de masa, respectivamente. Una o ambas, $[K]$ y $[M]$, pueden ser asimétricas. $\{\phi_i\}$ es el vector propio.

El método empleado para resolver el problema de autovalores asimétrico es una aproximación de subespacio basada en un método designado como Método de Frecuencia Derivado. El Método FD utiliza un conjunto ortogonal de la secuencia de Krylov de vectores

$$[Q] = [\{q_1\}\{q_2\}\{q_3\} \dots \{q_m\}] \quad (4-14)$$

Para obtener la expresión de la secuencia de vectores, el valor propio generalizado de la ecuación (4-13) se diferencia con respecto a λ_i para obtener

$$-[M]\{\phi_i\} = \{0\} \quad (4-15)$$

Sustituyendo la ecuación (4-15) en (4-13) y reordenando después de aplicar un cambio s , la expresión de partida para la generación de la secuencia de vectores está dada por:

$$[[K] - s[M]]\{q_1\} = \{q_0\} \quad (4-16)$$

$$\{q_0\} = -[M]\{\widetilde{q}_0\} \quad (4-17)$$

donde:

$\{\widetilde{q}_0\}$ es un vector de números aleatorios, y
 s es un cambio inicial.

La expresión general utilizada para la generación de la secuencia de vectores viene dada por

$$[[K] - s[M]]\{q_{j+1}\} = \{\widetilde{q}_j\} \quad (4-18)$$

Esta ecuación matricial se resuelve mediante el solucionador de matriz dispersa (EQSLV, SPARSE). Sin embargo, no se necesita una especificación explícita del solucionador de la ecuación (comando EQSLV).

El subespacio hecho de estos derivados permite al programa encontrar los valores propios más cercanos de este punto de cambio. El valor de cambio, s , está determinado inicialmente con el valor FREQB en el comando MODOPT.

Para un gran número de valores propios, el algoritmo de extracción de UNSYM es capaz de moverse automáticamente a un nuevo cambio si el primer solucionador sólo encuentra un subconjunto de autovalores. Este proceso se repetirá hasta que se encuentren todos los valores propios requeridos, a menos que el algoritmo falle varias veces en la búsqueda de valores propios precisos.

Una transformación del subespacio de la ecuación (4-13) se lleva a cabo empleando la secuencia de vectores ortogonales que conduce al problema de autovalores reducido

$$[K^*]\{y_i\} = \mu_i[M^*]\{y_i\} \quad (4-19)$$

donde:

$$\begin{aligned} [K^*] &= [Q^T][K][Q] \\ [M^*] &= [Q^T][M][Q] \end{aligned}$$

Los valores propios del problema de autovalores reducido, ecuación (4-19), se extraen mediante un procedimiento directo de solución de valor propio. Los valores propios μ_i son los valores propios aproximados del problema de autovalores original y que convergen a λ_i con el incremento del subespacio de tamaño m . Los vectores propios convergentes son entonces calculados utilizando la ecuación de transformación del subespacio:

$$\{\phi_i\} = [Q]\{y_i\} \quad (4-20)$$

Para el análisis modal asimétrico, la parte real (ω_i) de la frecuencia compleja se utiliza para calcular la energía cinética del elemento.

Este método no realiza una comprobación de la secuencia de Sturm para los posibles modos perdidos. En el extremo inferior del espectro cerca del cambio (entrada FREQB en el comando MODOPT), las frecuencias generalmente convergen sin modos perdidos.

4.4.1.6 Método del Amortiguamiento

El Método del Amortiguamiento para la extracción de autovalores (MODOPT,DAMP) solo es aplicable cuando la matriz de amortiguamiento del sistema necesita ser incluida en la ecuación (4-2), donde el problema de autovalores se convierte en un problema de valores propios cuadráticos, dado por:

$$[K]\{\phi_i\} + \bar{\lambda}_i[C]\{\phi_i\} = -\bar{\lambda}_i^2[M]\{\phi_i\} \quad (4-21)$$

donde:

$$\bar{\lambda}_i = \sqrt{-\lambda_i} \text{ (definido a continuación), y}$$

[C] es la matriz de amortiguamiento.

Las matrices pueden ser simétricas o asimétricas.

El método empleado para resolver el problema de autovalores de amortiguamiento es el mismo que para la opción UNSYM. Primero se transforma la ecuación cuadrática (4-21) en una forma lineal, aplicando las sustituciones de variables

$$[\bar{K}] = \begin{pmatrix} K & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$$

$$[\bar{M}] = \begin{pmatrix} -C & -M \\ 1 & 0 \end{pmatrix}$$

para formar el equivalente al problema de autovalores asimétrico

$$[\bar{K}]\{\bar{\phi}_i\} = \lambda_i[\bar{M}]\{\bar{\phi}_i\} \quad (4-22)$$

Las soluciones de la ecuación (4-21) y (4-22) son equivalentes, con la excepción de que sólo se considera la primera mitad de los vectores propios $\bar{\phi}_i$.

El Método Asimétrico emplea la ecuación (4-22). El valor de bloque por defecto para resolver un problema de autovalores cuadrático con amortiguamiento se ajusta a cuatro. Este valor puede ser controlado mediante el parámetro de bloque del comando MODOPT.

Este método no realiza una comprobación de la secuencia Sturm de los posibles modos perdidos. En el extremo inferior del espectro, cerca del cambio (FREQB de entrada como en el comando MODOPT), las frecuencias de los modos generalmente convergen sin que falten. Por otra parte, este método no emplea una estrategia automatizada de cambio durante el análisis de valores propios.

Para el análisis modal amortiguado, la parte imaginaria de la frecuencia compleja, ω_i , se utiliza para calcular la energía cinética elemento.

4.4.1.7 Método del Amortiguamiento QR

El Método del amortiguamiento QR (MODOPT,QRDAMP) es un procedimiento para la determinación de los autovalores complejos y sus correspondientes vectores propios en los sistemas lineales amortiguados. Este solucionador permite matrices $[K]$ y $[C]$ asimétricas. El programa de solución es computacionalmente eficiente en comparación con el solucionador amortiguado (MODOPT,DAMP). Este método emplea la transformación modal de coordenadas ortogonales de las matrices del sistema para reducir el problema en el subespacio modal. El algoritmo QR, se utiliza para calcular los valores propios resultantes del problema de autovalores cuadrático en el subespacio modal.

Las ecuaciones de sistemas estructurales elásticos sin excitación externa se puede escribir de la siguiente forma

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (4-23)$$

donde:

- $[M]$ matriz de masa estructural,
- $[C]$ es la matriz de amortiguamiento,
- $[K]$ es la matriz de rigidez estructural,
- $\{\ddot{u}\}$ vector de aceleración nodal,
- $\{\dot{u}\}$ vector de velocidad nodal, y
- $\{u\}$ vector de desplazamiento nodal.

Se ha reconocido que la realización de cálculos en el subespacio modal es más eficiente que en el espacio modal completo. La matriz de rigidez $[K]$ se puede simetrizar por la reordenación de las contribuciones no simétricas; esto es, la matriz de rigidez original $[K]$ se puede dividir en dos partes, simétrica y asimétrica. Arrastrando la matriz de amortiguamiento $[C]$ y las contribuciones no simétricas de $[K]$, el problema de autovalores simétrico Block Lanczos se resuelve primero para encontrar los valores propios reales y los vectores propios correspondientes. En la presente implementación, la matriz de rigidez asimétrica del elemento se pone a cero para la extracción de Block Lanczos. A continuación se presenta la transformación de coordenadas que se utiliza para transformar el problema modal completo en un subespacio modal

$$\{u\} = [\phi]\{y\} \quad (4-24)$$

donde:

- $[\phi]$ es la matriz de vectores propios normalizada respecto a la matriz de masa $[M]$, e
- $\{y\}$ es el vector de coordenadas modal.

Utilizando la ecuación (4-24) en (4-23), se pueden escribir las ecuaciones diferenciales del movimiento en el subespacio modal como sigue:

$$[I]\{\ddot{y}\} + [\phi]^T[C][\phi]\{\dot{y}\} + ([\Lambda^2] + [\phi]^T[K_{asim}][\phi])\{y\} = \{0\} \quad (4-25)$$

donde:

- $[\Lambda^2]$ es una matriz diagonal que contiene la primera de las n frecuencias propias ω_i

Para los sistemas amortiguados, la matriz de amortiguamiento modal, $[\phi]^T[C][\phi]$ es una matriz diagonal en la que los términos diagonales son $2\xi_i\omega_i$, donde ξ_i es el coeficiente de amortiguamiento del modo i -ésimo.

Para los sistemas no amortiguados, la matriz de amortiguamiento modal es cualquiera, ya sea simétrica o asimétrica. Las contribuciones de rigidez asimétricas de la rigidez inicial se proyectan en el subespacio modal para calcular la matriz de rigidez modal asimétrico reducida $[\phi]^T [K_{asim}] [\phi]$.

Introduciendo en enfoque 2n-dimensional con el vector de estado variable, la ecuación (4-25) puede ser escrita en su forma reducida como sigue

$$[I]\{\dot{z}\} = [D]\{z\} \quad (4-26)$$

donde:

$$\{z\} = \begin{Bmatrix} \{y\} \\ \{\dot{y}\} \end{Bmatrix}$$

$$[D] = \begin{bmatrix} [O] & [I] \\ -[\Lambda^2] - [\phi]^T [K_{asim}] [\phi] & -[\phi]^T [C] [\phi] \end{bmatrix}$$

Los autovalores 2n de la ecuación (4-26) se calculan utilizando el algoritmo QR (Pres et al.(1993)). El método de la iteración inversa (Wilkinson y Reinsch(1971)) se usa para calcular el subespacio modal de vectores propios complejos. Los vectores propios del espacio total, $\{\Psi\}$, del sistema original se recuperan utilizando la siguiente ecuación

$$\{\Psi\} = [\phi]\{z\} \quad (4-27)$$

4.4.1.8 Cambio

Varios cambios estratégicos son utilizados por la mayoría de los métodos de extracción en un esfuerzo por mejorar la precisión, robustez, y la eficiencia de los algoritmos. La lógica de cómo se eligen los valores de desplazamiento se discute en esta sección.

En algunos casos, es deseable cambiar los valores de los autovalores ya sea hacia arriba o hacia abajo. Se distinguen dos categorías:

1. El cambio hacia abajo, de modo que la solución de los problemas con modos de cuerpo rígido no requiera trabajar con una matriz singular.
2. El cambio hacia arriba, de modo que la gama inferior de valores propios no será computada, ya que efectivamente habrían sido convertidos en autovalores negativos. Esto, en general, resultará en una mayor exactitud de los modos más altos. El cambio introducido es:

$$\lambda = \lambda_0 + \lambda_i \quad (4-28)$$

donde:

λ es el autovalor deseado,
 λ_0 es el cambio de autovalor, y
 λ_i es el autovalor que se extrae.

El cambio del autovalor, λ_0 , se calcula como

$$\lambda_0 = \begin{cases} s_b \\ 0 \\ (2\pi s_m)^2 \end{cases} \quad (4-29)$$

s_b se utiliza cuando el análisis es de pandeo (s_b , es una entrada como SHIFT en el comando BUCOPT).

s_m se utiliza para el análisis modal (s_m , es una entrada como FREQB en el comando MODOPT).

Cuando se utiliza el método Block Lanczos o el PCG Lanczos, si el usuario no proporciona una entrada para SHIFT (comando BUCOPT) o para FREQB (comando MODOPT), se utiliza la lógica siguiente:

$$\lambda_0 = \frac{1}{n \sum \frac{M_{ii}}{K_{ii}}} \quad (4-30)$$

donde M_{ii} y K_{ii} son las diagonales de las matrices $[M]$ y $[K]$, respectivamente. El sumatorio se toma para todos los términos donde $K_{ii} \neq 0$ y donde $\frac{M_{ii}}{K_{ii}} < 10e4$. El número de cada término es n .

Cuando se está empleando el Método PCG Lanczos, si se elige el valor de *Lev_Diff* en 1,2,3 o 4 (ya sea automáticamente o por el usuario, PCGOPT), entonces $-\lambda_0$ de la ecuación (4-30) es utilizado cuando se detectan modos de cuerpo rígido para evitar trabajar con matrices indefinidas con el solucionador iterativo PCG. Cuando se utiliza *Lev_Diff* = 5, λ_0 se toma como para el método Block Lanczos.

La ecuación (4-28) se combina con (4-2) para dar

$$[K]\{\phi_i\} = (\lambda_0 + \lambda_i)[M]\{\phi_i\} \quad (4-31)$$

reordenando

$$([K] - \lambda_0[M])\{\phi_i\} = \lambda_i[M]\{\phi_i\} \quad (4-32)$$

o

$$[K]'\{\phi_i\} = \lambda_i[M]\{\phi_i\} \quad (4-33)$$

donde:

$$[K]' = [K] - \lambda_0[M].$$

Se puede ver que si $[K]$ es singular, como es en el caso de movimiento de cuerpo rígido, $[K]'$ no será singular si $[M]$ no es totalmente cero (lo cual es normalmente cierto) y si la entrada de λ_0 es distinta de cero.

Una vez que λ_i se calcula, λ se obtiene como se indicó en la ecuación (4-28)

4.4.1.9 Valores propios repetidos

Es posible calcular raíces o valores propios repetidos. Esto ocurre, por ejemplo, para un palo delgado con simetría de revolución. Dos conjuntos independientes de movimientos ortogonales son posibles.

En estos casos, los vectores propios no son únicos, ya que hay un número infinito de soluciones correctas. Sin embargo, en el caso especial, de dos o más estructuras idénticas pero desconectadas, se ejecuta un solo análisis, en el que los vectores propios pueden incluir componentes de más de una estructura. Para reducir la confusión en tales casos, se recomienda ejecutar un análisis separado para cada estructura.

4.4.1.10 Soluciones propias complejas

Para problemas que involucran estructuras girando con efectos giroscópicos, y/o frecuencias propias estructurales amortiguadas, las soluciones propias obtenidas con el Método de Amortiguamiento y el Método Amortiguado QR son complejas. Los valores propios, $\bar{\lambda}_i$, están dados por

$$\bar{\lambda}_i = \sigma_i \pm j\omega_i \quad (4-34)$$

donde:

$\bar{\lambda}_i$ es el autovalor complejo,

σ_i es la parte real del autovalor, y

ω_i es la parte imaginaria del autovalor (frecuencia circular amortiguada).

$j = \sqrt{-1}$.

La respuesta dinámica del sistema viene determinada por:

$$\{u_i\} = \{\phi_i\}e^{\bar{\lambda}_i t} \quad (4-35)$$

donde:

t es el tiempo.

El autovalor enésimo es estable si la parte real es negativa e inestable si es positiva.

4.4.1.10.1 Coeficiente de amortiguamiento modal

El coeficiente de amortiguamiento modal está dada por

$$\alpha_i = \frac{-\sigma_i}{|\lambda_i|} = \frac{-\sigma_i}{\sqrt{\sigma_i^2 + \omega_i^2}} \quad (4-36)$$

donde:

α_i es el coeficiente modal amortiguado del enésimo autovalor.

Esta es la relación de la amortiguación real con la amortiguación crítica.

4.4.1.10.2 Decremento logarítmico

El decremento logarítmico representa la relación entre dos picos consecutivos en la respuesta dinámica (ecuación (4-35)). Se puede expresar como

$$\delta_i = \ln \left(\frac{u_i(t+T_i)}{u_i(t)} \right) = 2\pi \frac{\sigma_i}{\omega_i} \quad (4-37)$$

donde:

δ_i es el decremento logarítmico del enésimo autovalor, y

T_i es el período amortiguado del enésimo autovalor que se define como $T_i = \frac{2\pi}{\omega_i}$.

4.5 REALIZACIÓN DE UN ANÁLISIS DE PANDEO NO LINEAL

Un análisis de pandeo no lineal es un análisis estático con grandes deformaciones activadas (NLGEOM,ON), extendido a un punto en el que la estructura alcanza su límite de carga o la carga máxima. Otros no linealidades, tales como la plasticidad pueden ser incluidos en el análisis

4.5.1 Aplicación de incrementos de carga

El enfoque básico de un análisis de pandeo no lineal es incrementar constantemente las cargas aplicadas hasta que la solución comienza a divergir. Hay que asegurarse de utilizar un incremento de carga lo suficientemente fino como para que las cargas se acerquen a la carga crítica de pandeo esperada. Si el incremento de carga es demasiado grueso, la carga de pandeo predicha puede no ser exacta. Activando bisección y el tiempo de paso automático (AUTOTS, ON) puede ayudar a evitar este problema.

4.5.2 Tiempo de paso automático

Con el tiempo de paso automático encendido, el programa busca de manera automática la carga de pandeo. Si esta opción está activada en un análisis estático que posee una carga en rampa y la solución no converge para la carga dada, el programa divide el incremento de paso de carga e intenta una nueva solución con una carga más pequeña. En un análisis de pandeo, cada fallo de convergencia está acompañado normalmente por un mensaje de “pivot negative” indicando que la carga probada iguala o excede la carga de pandeo. Generalmente, se puede ignorar este mensaje si el programa obtiene con éxito una solución convergente en la siguiente carga reducida. Si los efectos de los esfuerzos sobre la rigidez están activos (SSTIF,ON), se debe ejecutar sin el descenso adaptativo activo (NROPT,FULL,OFF) para asegurar que un límite inferior a la carga de pandeo se alcanza. El programa normalmente converge en la carga limitada mientras el proceso de división continúa hasta el punto en el que se logra el incremento de paso de tiempo mínimo (especificado por DELTIM o NSUBST). El intervalo de tiempo mínimo afectará directamente a la precisión de los resultados.

4.5.3 Solución no convergente

Una solución no convergente no significa necesariamente que la estructura ha alcanzado su carga máxima: También puede producirse por la inestabilidad numérica, que puede ser corregida mediante el refinado de la técnica de modelado. Realizando un seguimiento del historial de respuesta carga-deformación de la estructura se puede decidir si el paso de carga no convergente representa un pandeo de la estructura, o si se refleja algún otro problema. Ha de realizarse un análisis preliminar utilizando el método de la longitud de arco (ARCLen) para predecir un valor aproximado de la carga de pandeo. Comparando este valor aproximado con el valor más exacto calculado utilizando la división puede ayudar a determinar si la estructura ha alcanzado su carga máxima. También se puede utilizar el método de la longitud de arco para obtener una carga de pandeo precisa, pero esto requiere que se ajuste el radio de la longitud de arco mediante prueba-error en una serie de nuevos análisis manuales.

4.5.4 Consejos y sugerencias para la realización de un análisis no lineal de pandeo

Si la carga sobre la estructura está perfectamente contenida en el plano (esto es, esfuerzos axiales o de membrana solamente), las deformaciones fuera del plano necesarias para iniciar el pandeo no se desarrollarán, y el análisis fallará prediciendo el comportamiento a pandeo. Para superar este problema, se aplica una pequeña perturbación fuera del plano, como una pequeña fuerza temporal o un desplazamiento especificado, para iniciar la respuesta de pandeo (un autovalor preliminar del análisis de pandeo de la estructura puede ser útil para predecir la forma del modo de pandeo, permitiendo elegir localizaciones apropiadas para aplicar las perturbaciones que estimulan la respuesta de pandeo deseada). La imperfección

(perturbación) inducida debe coincidir en tamaño y localización con la misma en la estructura real. La carga de fallo es muy sensible a estos parámetros.

Además se han de tener en cuenta los siguientes consejos y sugerencias mientras se efectúa un análisis de pandeo no lineal:

- Fuerzas (y desplazamientos) mantienen su orientación original, pero las cargas de superficie “seguirán” los cambios de geometría de la estructura y sus desviaciones. Por lo tanto hay que asegurarse de aplicar el tipo de cargas adecuado
- Ha de llevarse el análisis de estabilidad hasta el punto de identificación de la carga crítica para calcular el factor de seguridad de la estructura con respecto al pandeo no lineal. Establecer simplemente el hecho de que una estructura es estable para un nivel de carga dado es generalmente insuficiente para la mayoría de prácticas de diseño; por lo general se deberá proporcionar un factor de seguridad específico, que solo se puede determinar mediante el establecimiento de la carga límite real.
- Para aquellos elementos que soportan la matriz de rigidez tangente, debe activarse dicha matriz (KEYOPT(2)=1 y NLGEOM,ON) para mejorar el comportamiento de convergencia de los análisis de pandeo no lineal y mejorar la exactitud de los resultados. Esta entrada, KEYOPT, del elemento, debe ser definida antes de la primera fase de carga y no se puede cambiar una vez que la solución ha empezado.
- Muchos otros elementos (como BEAM188, BEAM189, SHELL181, REINF264, SHELL281 y ELBOW290) proporcionan la matriz de rigidez tangente con NLGEOM,ON

4.5.5 Realización de un post-análisis de pandeo

Un post-análisis de pandeo es una continuación de un análisis de pandeo no lineal. Después de que una carga alcance su valor de pandeo, el valor de la carga puede permanecer sin cambios o puede disminuir, mientras que la deformación continúa aumentando. Para algunos problemas, después de una cierta cantidad de deformación, la estructura puede comenzar a tomar mayor carga para mantener el aumento de la deformación, y un segundo pandeo puede ocurrir. El ciclo puede incluso repetirse varias veces. Debido a que la etapa de post-pandeo es inestable, se deben utilizar técnicas especiales. La estabilización no lineal puede ayudar para los casos de pandeo local y global, y el método de la longitud de arco es útil para el pandeo global.

El análisis de la estabilización no lineal es más sencillo para un post-análisis de pandeo. Debido a que la carga de pandeo es desconocida al inicio del análisis, se puede realizar un análisis no lineal usual utilizando el tiempo de paso automático. Cuando la carga de pandeo se alcanza u ocurren problemas de convergencia, se puede activar la estabilización durante el reinicio del multiframe y continuar el análisis. Si la deformación se estabiliza después, se puede desactivar la estabilización hasta que el siguiente pandeo tenga lugar. Si solo existe pandeo local, la carga total aún podría aumentar cuando el pandeo ocurre porque la carga total se distribuye de manera diferente. Para estos casos, la estabilización no lineal es la única técnica aplicable.

Debido a que la estabilización no lineal no puede detectar la pendiente negativa de la curva carga-desplazamiento, se pueden producir resultados menos precisos para materiales dependientes del tiempo, y las cargas de pandeo pueden no ser obvias. En tales casos, se debe aplicar el método de la longitud de arco.

4.6 PROCEDIMIENTO PARA UN ANÁLISIS DE AUTOVALORES

Nuevamente, debe tenerse presente, que el análisis de autovalores generalmente proporciona resultados no conservadores, y normalmente no deben usarse para el diseño de las estructuras reales. En el caso de realizar este tipo de análisis, los pasos a seguir son los siguientes:

1. Construcción del modelo.
2. Obtener la solución estática.
3. Obtener la solución de autovalores.
4. Revisar los resultados.

4.6.1 Construcción del modelo

La construcción del modelo sigue los mismos pasos y cumple las pautas que cualquier otro análisis que se lleve a cabo con elementos finitos. Han de tenerse en cuenta los siguientes puntos:

- Solo es válido el comportamiento lineal. Los elementos no lineales, si los hay, se tratan como lineales. Si se incluye elementos de contacto, por ejemplo, sus rigideces son calculadas basándose en el estado inicial de los esfuerzos estáticos y nunca cambian.
- El Módulo de Young (EX) (o la rigidez de alguna forma) debe ser definida. Las propiedades de los materiales deben ser lineales, isotrópicos o ortotrópicos, y constantes o dependientes de la temperatura. Si hay propiedades no lineales, son ignoradas.

4.6.2 Obtener la solución estática

El procedimiento para obtener la solución estática es el mismo que se seguiría en un análisis estático común, con las siguientes excepciones:

- Los efectos de las fuerzas sobre la rigidez (PSTRES) deben ser activados. El análisis de autovalores requiere que la matriz de “Stress stiffness” sea calculada.
- Las cargas unitarias normalmente son suficientes (esto es, los valores reales de las cargas no necesitan ser especificados). Los autovalores calculados por el análisis de pandeo representan factores de la carga. Por lo tanto, si no se especifica una unidad de carga, los factores de carga representan las cargas de pandeo. Todas las cargas son escaladas. (Además, el valor propio máximo permitido es de 1.000.000 - deben utilizarse mayores cargas aplicadas si su valor propio es superior a este límite.)
- Es posible que diferentes cargas de pandeo se puedan predecir aparentemente a partir de la presión equivalente y las cargas de fuerza en un análisis de autovalores. La diferencia se puede atribuir al hecho de que la presión se considera como una carga “seguidora”. La fuerza sobre la superficie depende de la magnitud de presión prescrita y también de la orientación de la superficie. Las Fuerzas no son considerados como cargas seguidoras. Como con cualquier análisis numérico, se recomienda usar el tipo de carga que mejor modele los componentes en servicio.
- Los valores propios representan factores de escala para todas las cargas. Si ciertas cargas son constantes (por ejemplo, las cargas de gravedad, peso propio), mientras que otras cargas son variables (por ejemplo, las cargas aplicadas externamente), es necesario asegurarse de que la matriz de “stress stiffness” de las cargas constantes no

se descompone en factores por la solución de valores propios. Una de las estrategias que se pueden utilizar para lograr este objetivo es iterar la solución del problema de autovalores, ajustando las cargas variables hasta que el valor propio se convierte en 1,0 (o casi 1,0, dentro de una cierta tolerancia de convergencia). La optimización del diseño podría ser útil en la conducción de este procedimiento iterativo a una respuesta final. Considere, por ejemplo, un poste que tiene un peso propio W_0 , que soporta una carga aplicado externamente, A . Para determinar el valor límite de A en una solución de valores propios de pandeo, se podía resolver iterativamente, utilizando diferentes valores de A , hasta encontrar un valor propio aceptablemente cerca de 1,0.

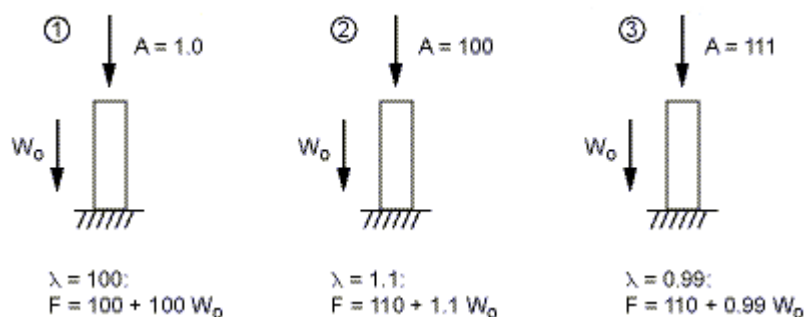


Figura 4.3 Ajuste de cargas variables para encontrar un autovalor de 1.0

- Se puede solicitar una restricción distinta de cero en el análisis estático. Los factores de carga calculados en el análisis de pandeo también deberían aplicarse a estos valores de restricción diferentes de cero. Sin embargo, el modo de pandeo asociado con esta carga mostrará la restricción que tener valor cero.
- Al final del proceso, salir de la solución (FINISH)

4.6.3 Obtener la solución de autovalores

Este paso requiere el archivo *Jobname.ESAV* desde el análisis estático. Además, la base de datos debe contener los datos del modelo (comando RESUME si fuese necesario). Para obtener la solución de autovalores hay que seguir los pasos que siguen debajo:

1. Entrar al módulo de solución de ANSYS.

Command(s): [/SOLU](#)

GUI: **Main Menu> Solution**

2. Especificar el tipo de análisis

Command(s): [ANTYPE](#),BUCKLE

GUI: **Main Menu> Solution>Analysis Type>New Analysis**

Los reinicios no son válidos en un análisis de autovalores. Cuando se especifica un análisis de pandeo de valores propios, un menú de soluciones que es apropiado para pandeo aparece. El menú solución será o "abreviado" o "íntegro", dependiendo de las acciones que tomadas antes de este paso en la sesión de ANSYS. El menú abreviado contiene sólo las opciones de solución que son válidos y/o recomendadas para pandeo. Si se está en el menú de soluciones abreviada y se desea tener acceso a otras opciones de solución (es decir, opciones

de solución que son válidos para usar, pero su uso puede no estar permitido para este tipo de análisis), seleccione la opción de menú “íntegro” del menú Solución.

3. Especificar las opciones del análisis

Command(s): [BUCOPT](#),*Method,NMODE,SHIFT,LDMULTE*

GUI: **Main Menu> Solution>Analysis Type>Analysis Options**

Independientemente de si se utilizan los comandos o el método GUI (interfaz gráfica del usuario), se pueden especificar los valores para estas opciones:

- Para *Method*, se especifica el método de extracción de autovalores. El método disponible para pandeo es Block Lanczos. El método Block Lanczos emplea la totalidad de matrices del sistema.
- Para *NMODE*, especifica el número de autovalores que serán extraídos. Por defecto es uno, lo cual normalmente es suficiente para el análisis de pandeo por autovalores. Se recomienda pedir unos pocos autovalores más de los necesarios para garantizar la precisión de la solución final
- Para *SHIFT*, especifica el extremo inferior del rango de interés de multiplicadores de carga (por defecto es 0.0). Este valor también actúa como el punto de cambio inicial sobre el que se calculan los valores propios. El punto de cambio es útil cuando se encuentran problemas numéricos (debido a valores propios negativos, por ejemplo).
- Para *LDMULTE*, especifica el extremo superior de la gama de interés de multiplicadores de carga (por defecto +). Por defecto, el programa calcula los modos de pandeo de 0,0 a infinito positivo. Se Ajusta LDMULTE = CENTER si se quiere tanto los valores propios positivos y negativos sobre SHIFT, es decir, los factores de carga positivos y negativos (aplicación de la carga inversa).

Especificar las opciones de paso de expansión.

Command(s): [MXPAND](#),*NMODE,,,Elcalc*

GUI: **Main Menu> Solution>Load Step Opts>ExpansionPass>Expand Modes**

Independientemente de que se usen los comandos o el método GUI , las siguientes opciones se requieren para el paso de expansión:

- Para *NMODE*, especifica el número de modos a expandir. Por defecto es el número total de modos extraídos.
- Para *Elcalc*, indica si desea que ANSYS calcule las tensiones. Las tensiones en un análisis de valores propios no representan esfuerzos reales, pero dan una idea de la presión relativa o distribución de la fuerza de cada modo. De forma predeterminada, se calculan sin tensiones.

4. Especificar las opciones de los pasos de carga

Las únicas opciones de paso de carga válidas para valores propios de pandeo son controles de salida. Base de datos y resultados de salida del archivo:

Command(s): [OUTRES](#)

GUI: **Main Menu> Solution>Load Step Opts>Output Ctrl>DB/Results File**
Output File:

Command(s): [OUTPR](#),NSOL,ALL

GUI: **Main Menu> Solution>Load Step Opts>Output Ctrl>Solu Printout**

5. Guardar una copia de seguridad de la base de datos en un archivo denominado

Command(s): [SAVE](#)

GUI: **Utility Menu> File>Save As**

6. Comenzar los cálculos de la solución

Command(s): [SOLVE](#)

GUI: **Main Menu> Solution>Solve>Current LS**

La salida de la solución se compone principalmente de los valores propios, que se imprimen como parte de la salida impresa (*Jobname.OUT*). Los valores propios representan los factores de carga de pandeo, si las unidades de carga se aplicaron en el análisis estático, son las cargas de pandeo. Las formas de los modos de pandeo no se escriben en la base de datos o en el archivo de resultados, por lo que no pueden postprocesar los resultados aún. Para ello, es necesario ampliar la solución (se explica a continuación).

A veces, es posible que se vean valores propios positivos y negativos calculados. Valores propios negativos indican que la deformación se produce cuando las cargas se aplican en un sentido opuesto.

7. Salir del procesador de la solución.

Command(s): [FINISH](#)

GUI: Close the Solution menu

4.6.4 Revisión de los Resultados

Los resultados de un paso de expansión de pandeo se escriben en el archivo de resultados estructurales, *Jobname.RST*. Se componen de factores de carga de pandeo, formas modales de pandeo y distribución de las tensiones relativas. Se pueden revisar en POST1, el post-procesador general.

Para revisar los resultados en POST1, la base de datos debe contener el mismo modelo para el que se calcula la solución de pandeo. Además, el archivo de resultados (*Jobname.RST*) del paso de expansión debe estar disponible.

1. Listar todos los factores de carga de pandeo

Command(s): [SET](#),LIST

GUI: **Main Menu>General Postproc>Results Summary**

2. Leer en los datos el modo deseado para mostrar las formas de los modos de pandeo. (Cada modo se almacena en el archivo de resultados como una sub-etapa separada.)

Command(s): [SET](#),SBSTEP

GUI: Main Menu>General Postproc>Read Results>load step

3. Mostrar el modo de pandeo.

Command(s): [PLDISP](#)

GUI: Main Menu>General Postproc>Plot Results>Deformed Shape

4. Contorno de las distribuciones relativas de esfuerzos.

Command(s): [PLDISP](#) o
[PLESOL](#)

GUI: Main Menu>General Postproc>Plot Results>Contour Plot>Nodal Solution
Main Menu>General Postproc>Plot Results>Contour Plot>Element Solution

4.7 EJEMPLO DE ANÁLISIS DE PANDEO (COMANDOS O MÉTODO BATCH)

Se puede realizar el ejemplo de pandeo de una barra con extremos articulados con los comandos de ANSYS que se muestran a continuación. Los entradas precedidas por un signo de exclamación (!) son comentarios.

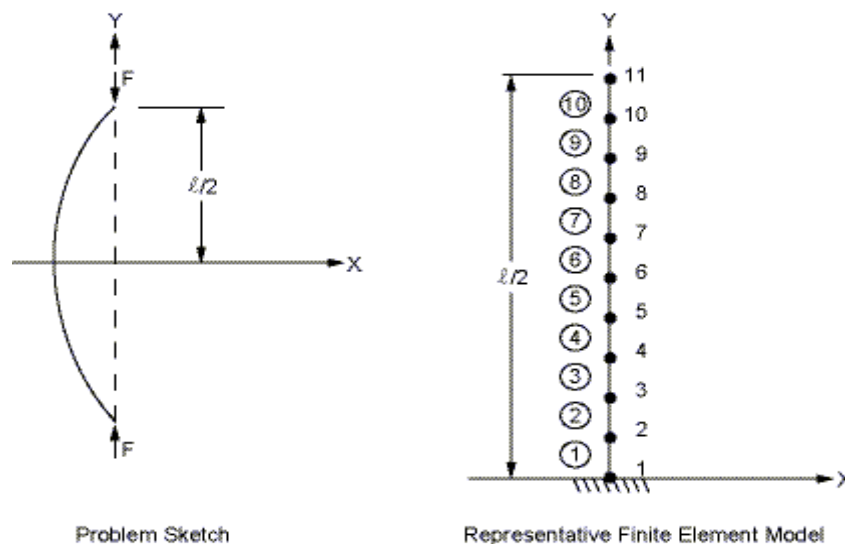


Figura 4.4 Problema desarrollado

```
/TITLE,Buckling of a Bar with Hinged Ends
```

```
/PREP7
```

```
ET,1,188
```

```
KEYOPT,1,3,3
```

```
SECTYPE,1,BEAM,RECT
```

```
SECDATA,0.5,0.5
```

```
MP,EX,1,30e6
```

```
N,1,0,0,0
```

```
N,11,0,100,0
```

```
FILL,1,11,9,,1,1,1,
```

```
E,1,2
```

```
EGEN,10,1,1
```

```
FINISH
```

```
/SOLU
ANTYPE,STATIC
PSTRES,ON
NSEL,S,NODE,,1
D,ALL,UY,,,,,ROTZ
ALLSEL
NSEL,S,NODE,,11
D,ALL,UX
F,ALL,FY,-1
ALLSEL
DSYM,SYMM,z
SOLVE
FINISH
```

```
/SOLU
ANTYPE,BUCKLE
BUCOPT,LANB,1
MXPAND,1
SOLVE
FINISH
```

```
/POST1
SET,FIRST
PLDISP,1
FINISH
```

5 Diseño óptimo topológico de elementos simples

5.1 INTRODUCCIÓN

En el presente capítulo se realiza la optimización de topología para dos elementos estructurales simples.

En ambos casos, los elementos estructurales son dos vigas en voladizo dispuestas de manera asimétricas y sometidas a cargas puntuales. De este modo, se pretende modelizar una única viga de las que forman parte de las estructuras portantes de paneles solares. Con la aplicación de las cargas puntuales se representan los puntos donde las cargas sobre los paneles se transfieren a la estructura portante.

En el primero de los modelos se adopta la hipótesis de comportamiento de tensión plana. Para el segundo modelo, se adopta una geometría idéntica a la del primer modelo, con un comportamiento espacial, a fin de obtener un modelo más acorde a la realidad.

El objetivo es minimizar la “compliance” para una reducción de volumen dada, obteniéndose un elemento estructural optimizado topológicamente, sobre el cual se llevará a cabo un análisis lineal y de estabilidad.

5.2 VIGAS EN VOLADIZO ASIMÉTRICAS SOMETIDAS A CARGAS PUNTUALES (PLANO)

5.2.1 Introducción

Este ejemplo corresponde a la optimización de topología del elemento estructural en el plano constituido por los voladizos de la Fig. 5.1. Las cargas son puntuales y se aplican en los puntos que se muestran en la figura y que corresponden a las posiciones donde existe un elemento de unión entre los paneles y la viga. Los desplazamientos horizontal y vertical y el giro de la corona circular están restringidos. Los elementos utilizados para la malla son elementos de tensión plana (PLANE82) con un espesor e .

Los datos de la figura se resumen en la Tabla 5.1.

Geometría		
Longitud voladizo izquierdo (mm)	L1	5887,5
Longitud voladizo derecho (mm)	L2	4517,5
Altura 1 (mm)	H1	400
Altura 2 (mm)	H2	600
Longitud mayor entre cargas (mm)	L3	815
Longitud menor entre cargas (mm)	L4	555
Distancia desde los extremos hasta la primera carga (mm)	L5	50
Diámetro exterior corona circular (mm)	D_e	560
Diámetro interior corona circular (mm)	D_i	554
Espesor de la viga (mm)	e	20
Materiales		
Módulo de elasticidad (GPa)	E	210
Coefficiente de Poisson	ν	0,3
Cargas		
Carga Puntual (kN)	P	0,5096

Tabla 5.1 Datos vigas en voladizo asimétricas (plano).

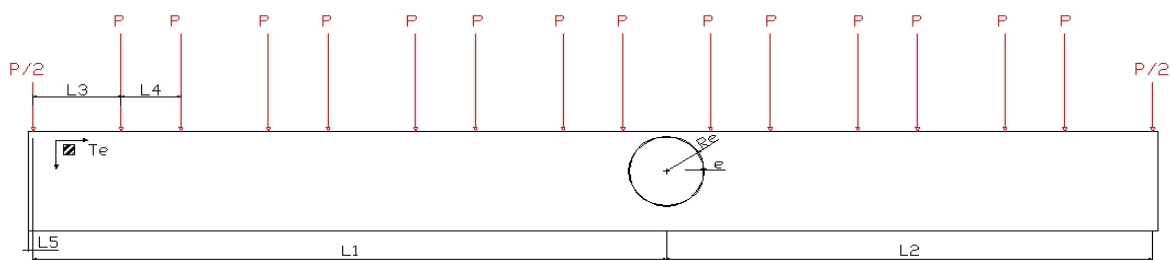


Figura 5.1 Vigas en voladizo asimétricas (VVA_CP_2D). Geometría y cargas.

5.2.2 Vigas en voladizo asimétricas

Para este caso se ha utilizado, para el mallado, un tamaño de elemento de 10 mm, lo que resulta en una malla de 1060 elementos en la dirección del eje X y una malla de 100 elementos en la dirección del eje Y. El objetivo es la minimización de la “compliance” para una reducción de volumen del 85%.



Figura 5.2 VVA_CP_2D. Malla de 1060x100

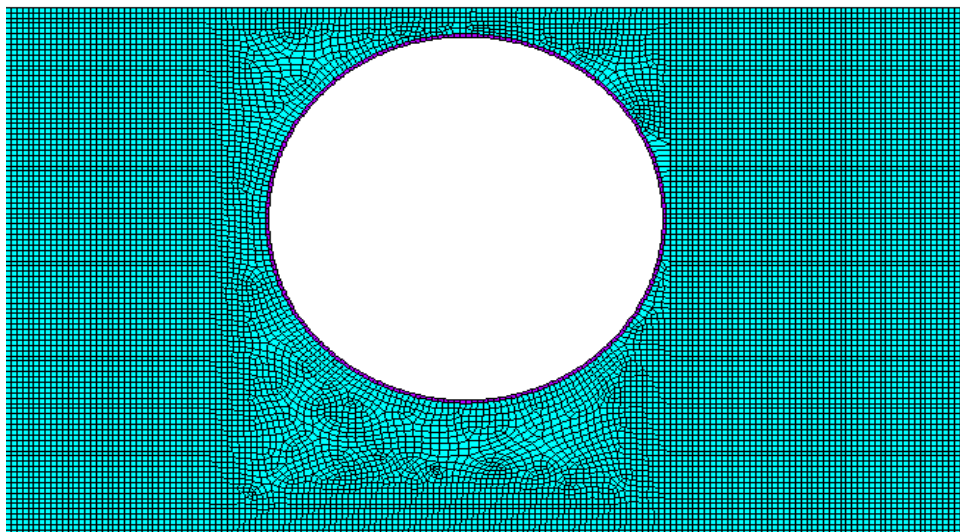


Figura 5.3 VVA_CP_2D. Detalle de la malla

5.2.2.1 Resultados de la optimización de topología

En la Fig. 5.4 se muestran el diseño inicial, algunas iteraciones intermedias, y la topología óptima final para una reducción de volumen del 85%. En cada una de las figuras se indica el número de la iteración y el valor de la “compliance”.

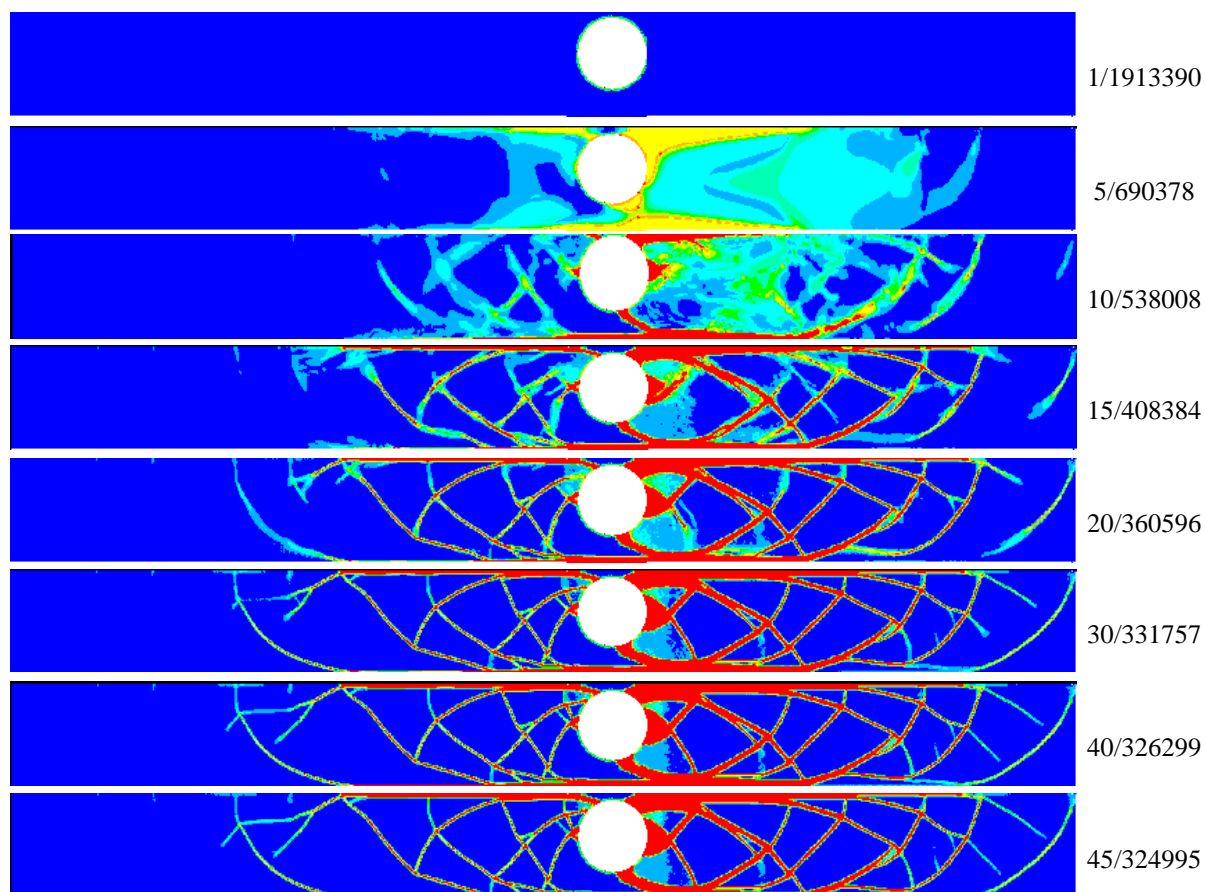


Figura 5.4 VVA_CP_2D. Evolución de la topología (Iteración/”compliance”).

En la Fig. 5.5 se muestra la evolución de la “compliance” para una reducción de volumen del 85%.

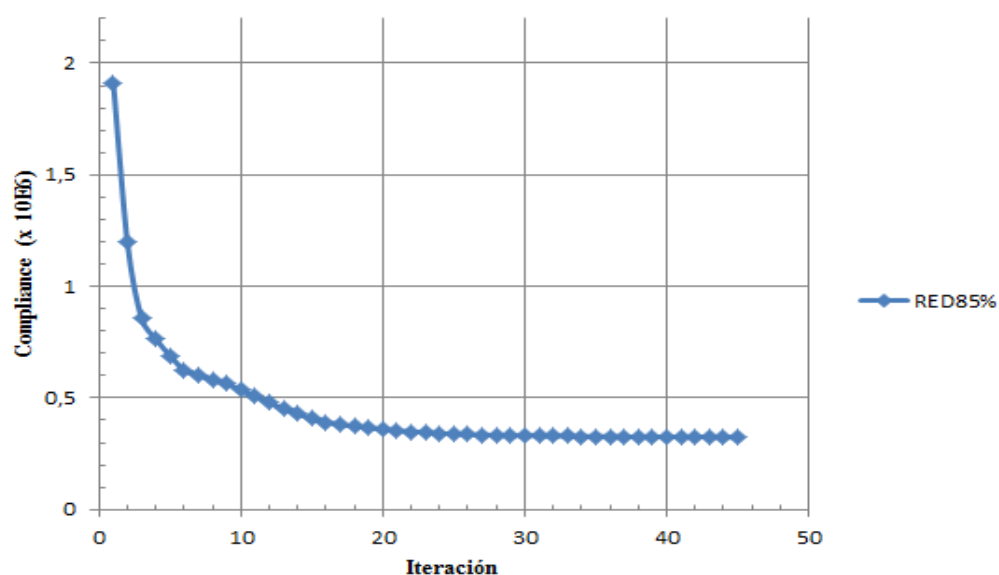


Figura 5.5 VVA_CP_2D. Evolución de la “compliance” (malla 1060x100, RED85%)

En la Fig. 5.6 se muestran los resultados de topología óptima para distintos rangos de densidades de los elementos.

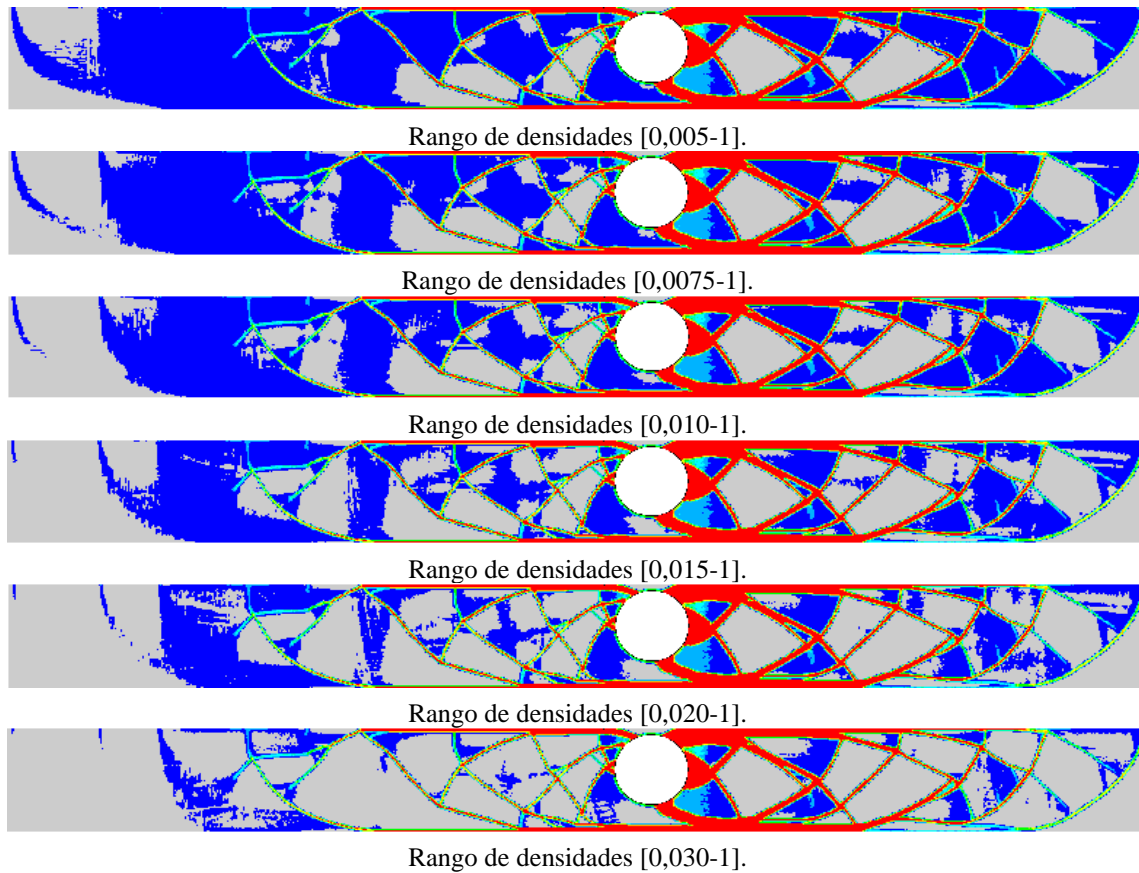


Figura 5.6 VVA_CP_2D. Representación de la topología óptima con distintos rangos de densidades

En la Fig. 5.7 se representan los elementos a mantener obtenidos en la optimización de topología, tomando dos valores límite de densidades distintos.

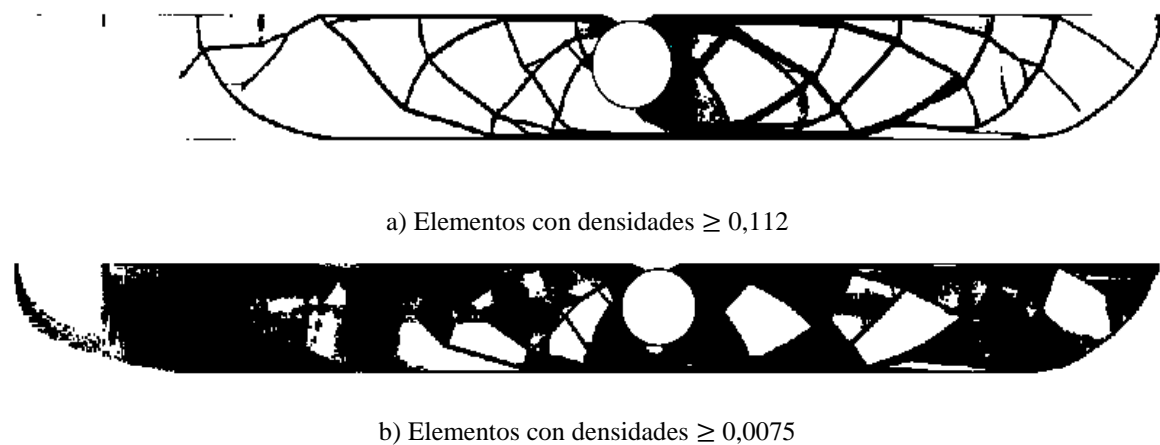
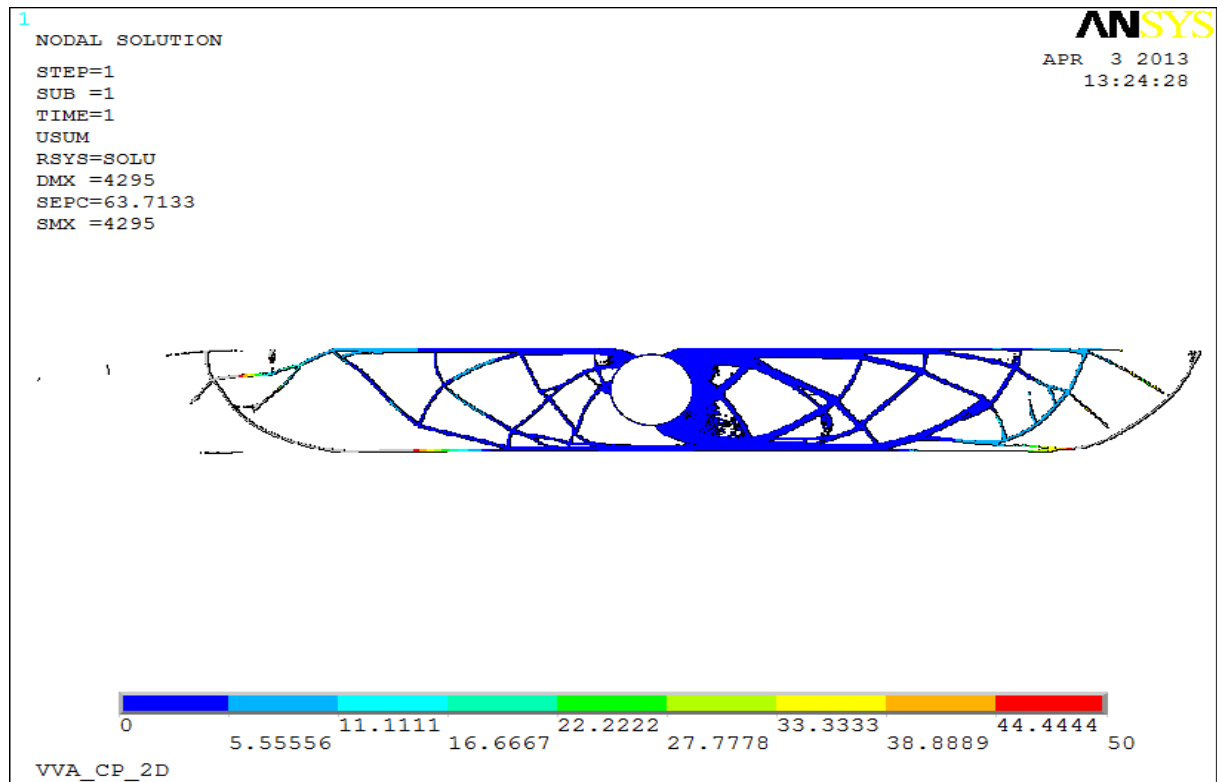


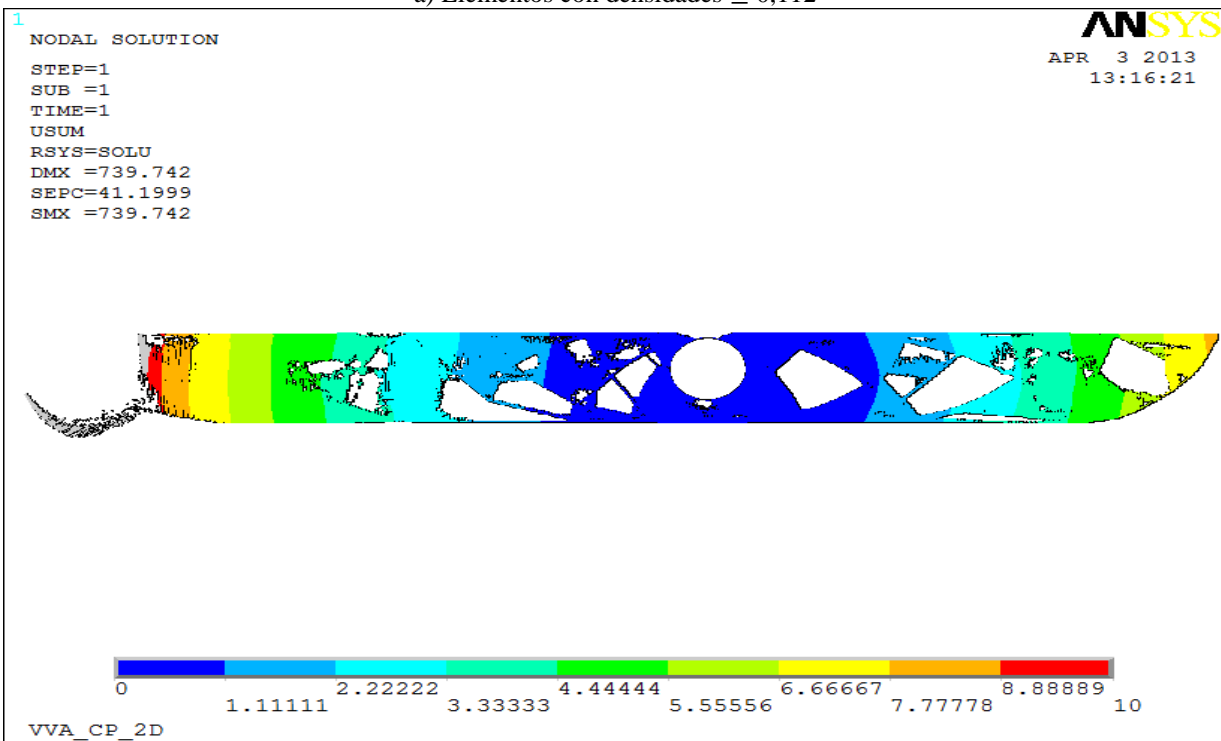
Figura 5.7 VVA_CP_2D. Elementos seleccionados de la optimización de topología

5.2.2.2 Resultados de desplazamientos

En la Fig. 5.8 se muestran los desplazamientos obtenidos para los dos casos seleccionados.



a) Elementos con densidades $\geq 0,112$

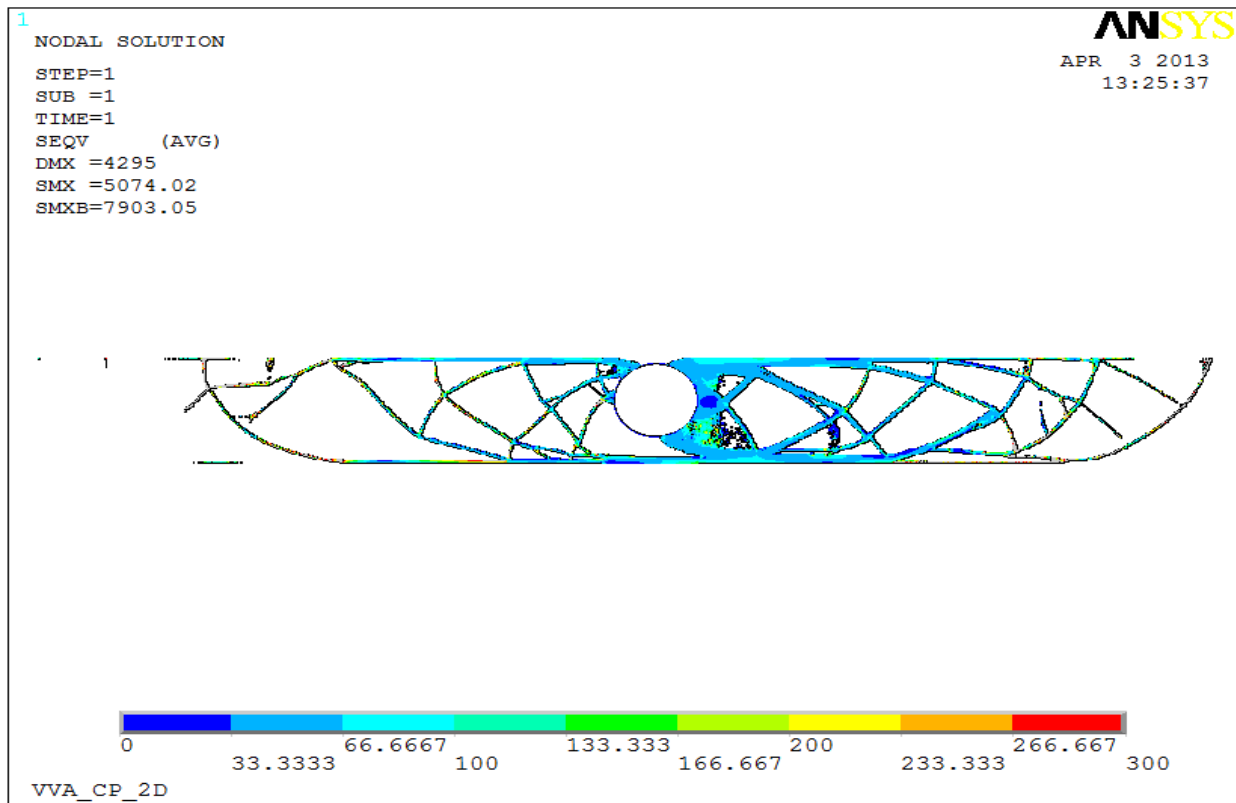


b) Elementos con densidades $\geq 0,0075$

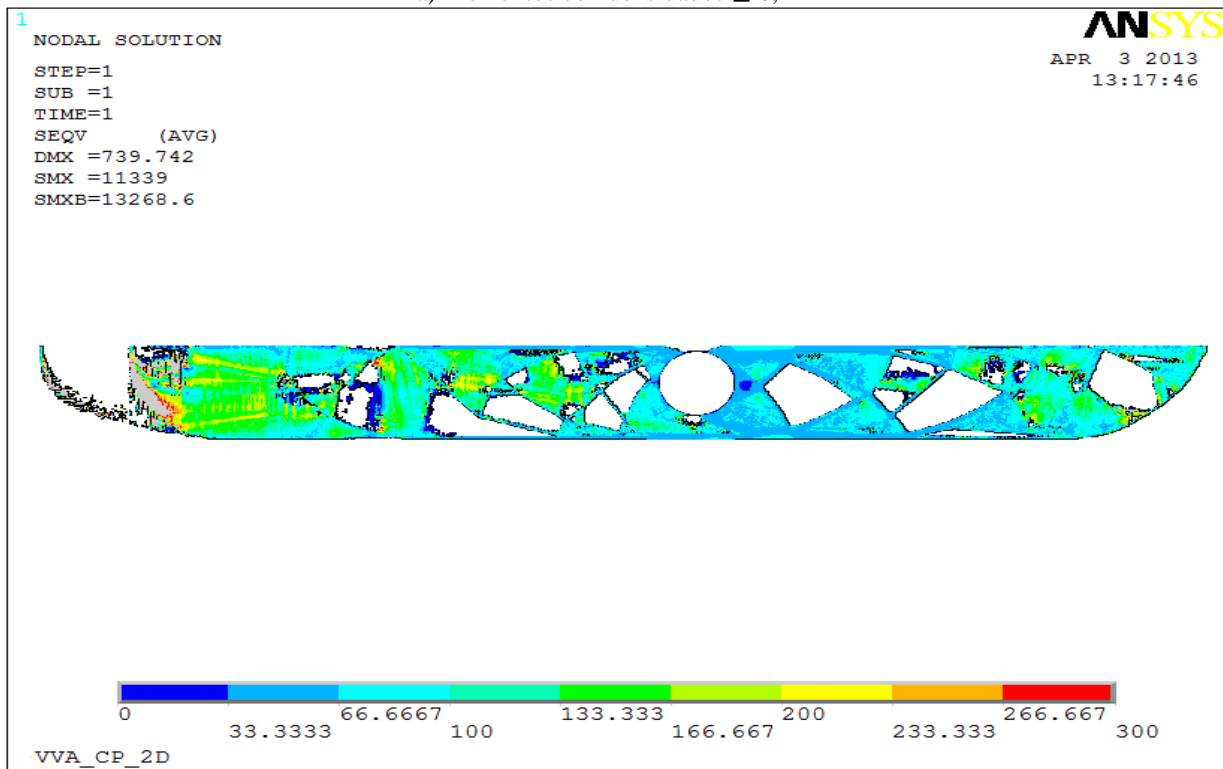
Figura 5.8 VVA_CP_2D. Desplazamientos (mm)

5.2.2.3 Resultados de tensiones

Los resultados obtenidos para las tensiones se reflejan en la Fig. 5.9.



a) Elementos con densidades $\geq 0,112$



b) Elementos con densidades $\geq 0,0075$

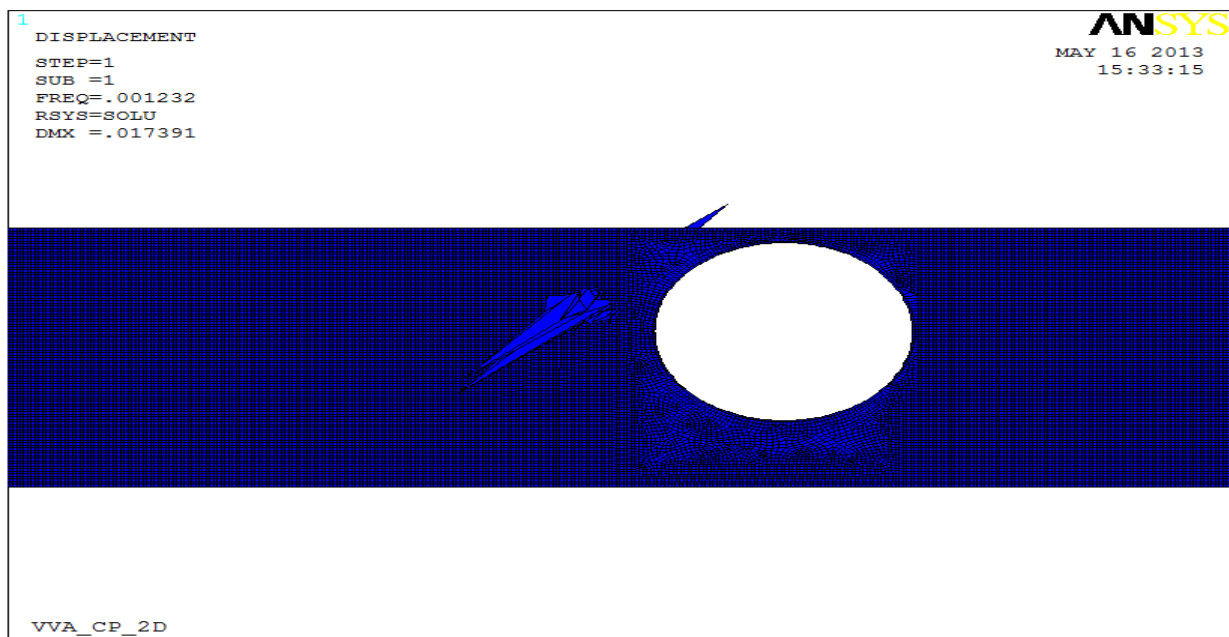
Figura 5.9 VVA_CP_2D. Tensiones de Von Mises (MPa)

5.2.2.4 Carga crítica de pandeo

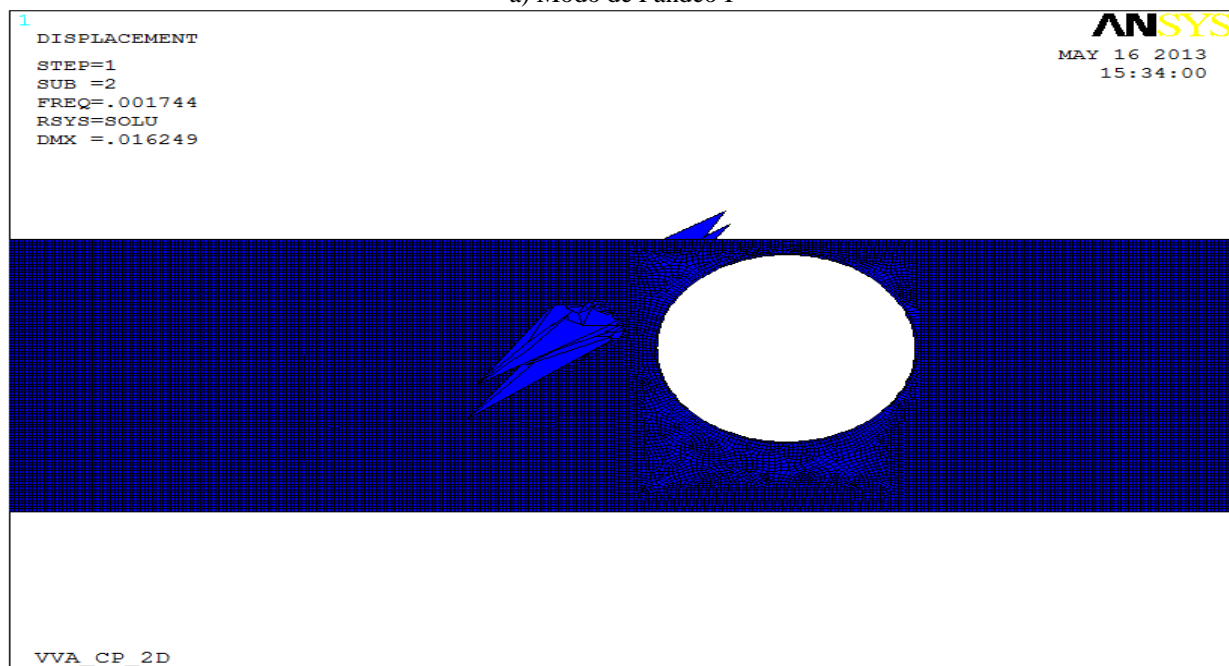
Tras ejecutar un análisis lineal de pandeo con ANSYS se obtiene la solución del problema de autovalores. Los factores de carga y modos de pandeo se muestran en las Fig 5.10 y 5.11

Modo de Pandeo	Multiplicador, λ
1	0,05562
2	0,06312
3	0,14155
4	0,17617

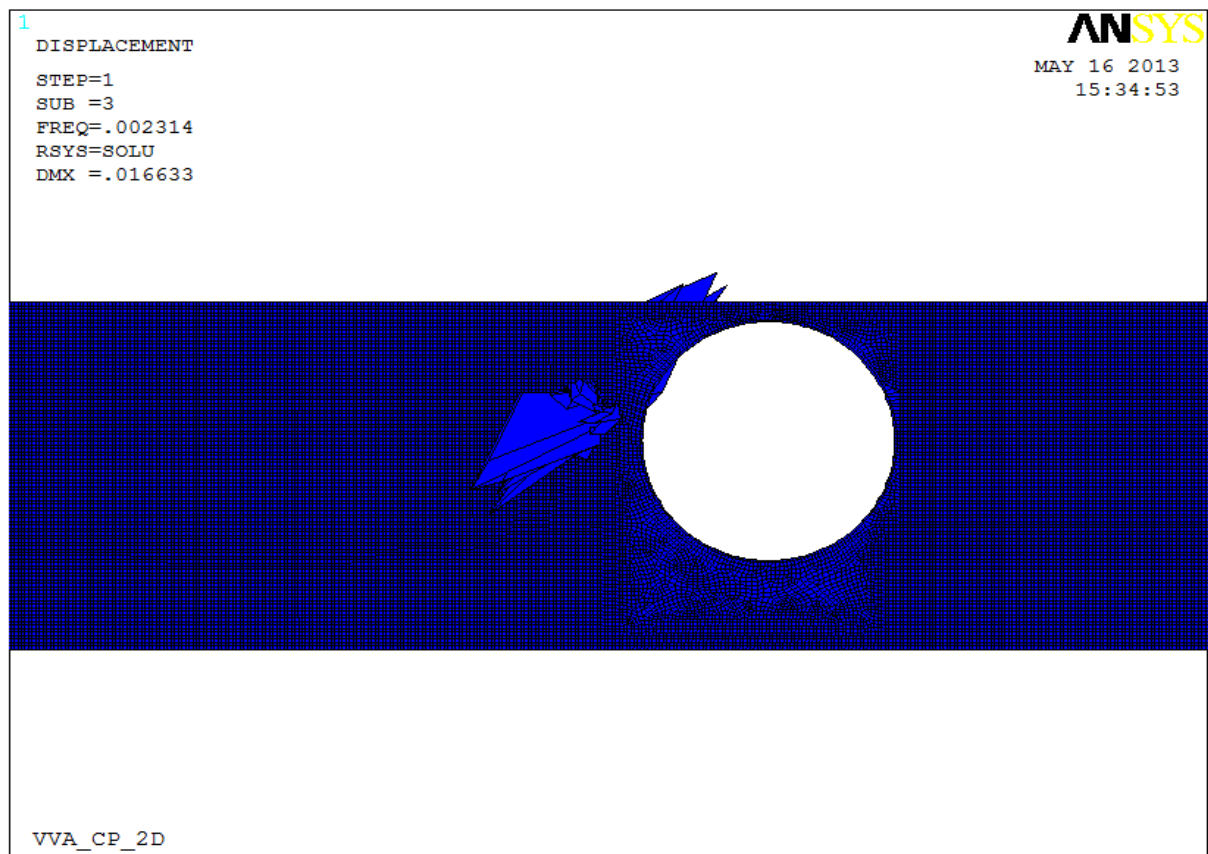
Figura 5.10 VVA_CP_2D. Factores de carga asociados a cada modo de pandeo



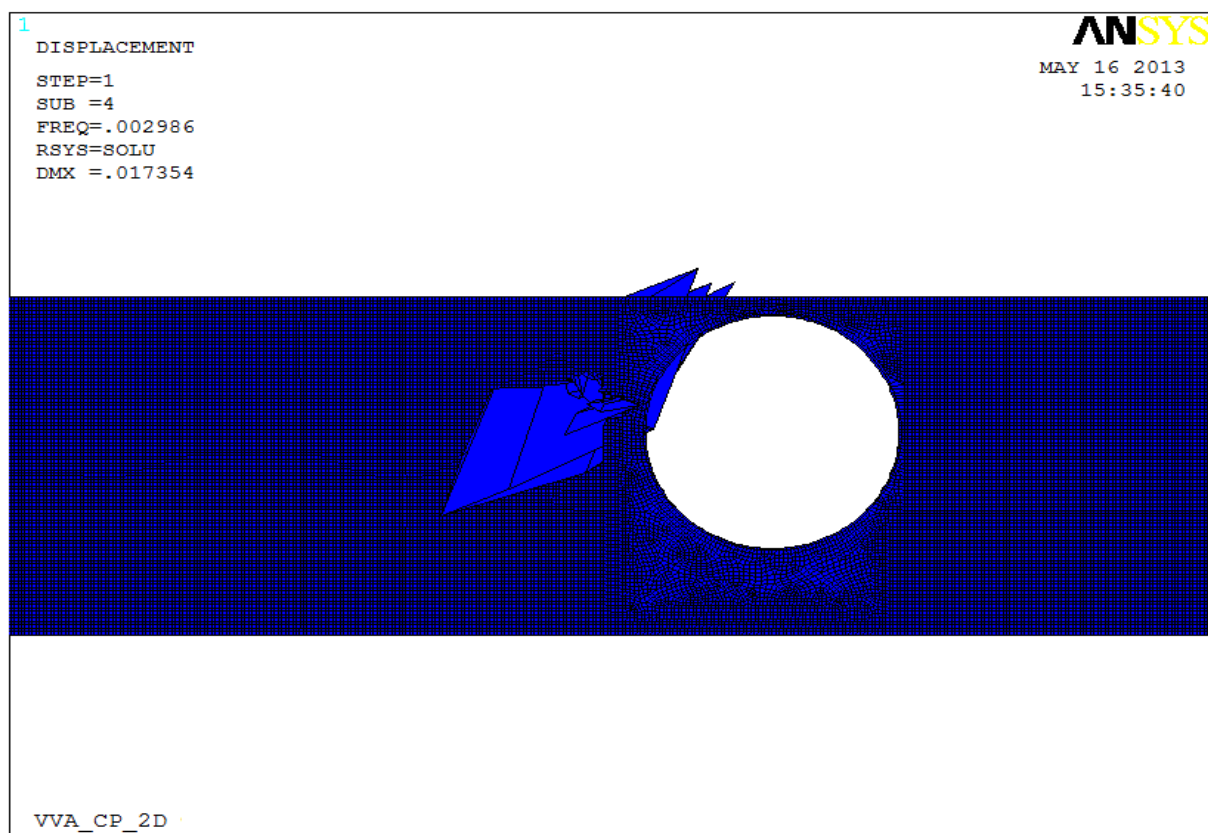
a) Modo de Pandeo I



b) Modo de Pandeo II



c) Modo de Pandeo III



d) Modo de Pandeo IV

Figura 5.11 VVA_CP_2D. Modos de Pandeo de la estructura.

5.2.2.5 Análisis de los resultados

A la vista de los resultados que se muestran en las Figuras 5.4 y 5.5 se comprueba que la topología óptima obtenida es prácticamente idéntica a una estructura del tipo cercha, muy utilizadas en las estructuras portantes de paneles solares. Se observa que se mantiene material justo en las zonas de aplicación de las cargas, y que el material se dispone formando barras que transmiten la carga. Se considera que el resultado de la optimización topológica es coherente con lo esperado, además de coincidir con los resultados obtenidos utilizando otros métodos de optimización.

Para la realización del análisis de desplazamientos y tensiones, con el programa ANSYS se tiene el inconveniente de la presencia de grandes zonas con densidades intermedias, por lo que después de realizarse un filtrado según el rango de densidades de los elementos, se ha de disminuir el módulo de elasticidad de los elementos de menor densidad, para que no influyan en el análisis, es decir, para simular así la eliminación de material; esto da lugar a desplazamientos y tensiones muy elevadas en esos elementos, lo que carece de interés, pues dichos elementos no existirían. Los desplazamientos y tensiones, en las zonas donde el material se ha de mantener, presentan valores normales.

No se han obtenido resultados concluyentes con el análisis de los modos de pandeo, pues los modos extraídos no corresponden con modos de pandeo sino con distorsiones de los elementos finitos.

5.3 VIGAS EN VOLADIZO ASIMÉTRICAS SOMETIDAS A CARGAS PUNTUALES (ESPACIAL)

5.3.1 Introducción

Este ejemplo corresponde a la optimización de topología de los voladizos de la Fig. 5.12. La principal diferencia con el ejemplo anterior es que el comportamiento del modelo es espacial, y se ha dotado al mismo de una profundidad de valor e y se ha dividido en varios elementos finitos para ver qué elementos se mantendrían en la dimensión del espesor. Las cargas son puntuales aplicadas sobre los puntos, en la línea media del espesor, que se muestran en la Figura 5.12. Todos los grados de libertad están restringidos para los nodos pertenecientes a la corona circular. Los elementos utilizados para el mallado son elementos sólidos con 20 nodos y tres grados de libertad por nodo (SOLID95). Los datos de la figura se resumen en la Tabla 5.2.

Geometría		
Longitud voladizo izquierdo (mm)	L1	5887,5
Longitud voladizo derecho (mm)	L2	4517,5
Altura 1 (mm)	H1	400
Altura 2 (mm)	H2	600
Longitud mayor entre cargas (mm)	L3	815
Longitud menor entre cargas (mm)	L4	555
Distancia desde los extremos hasta la primera carga (mm)	L5	50
Diámetro exterior corona circular (mm)	D _e	560
Diámetro interior corona circular (mm)	D _i	554
Espesor de la viga (mm)	e	50
Materiales		
Módulo de elasticidad (GPa)	E	210
Coefficiente de Poisson	ν	0,3
Cargas		
Carga Puntual (kN)	P	0,5096

Tabla 5.2 Datos vigas en voladizo asimétricas (espacial)

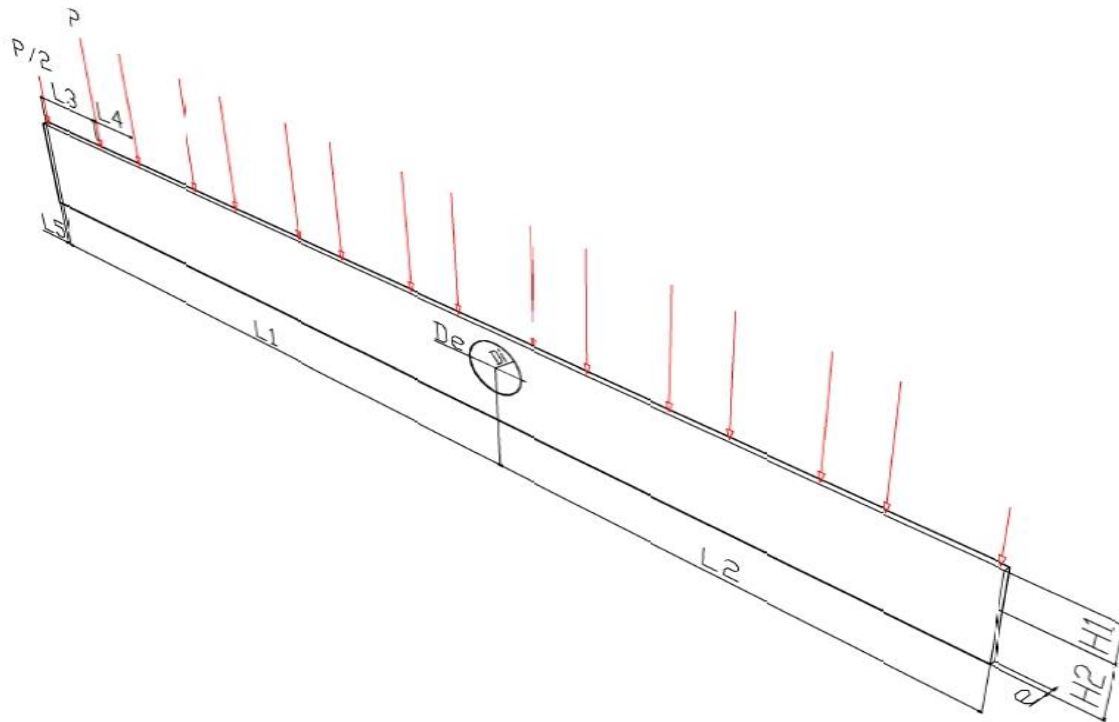


Figura 5.12 Vigas en voladizo asimétricas (VVA_CP_3D). Datos de geometría y cargas

5.3.2 Vigas en voladizo asimétricas sometidas a cargas puntuales

En este caso, se ha efectuado un mallado mapeado para la placa a excepción de la zona donde se sitúa la corona circular, que ha sido mallada con elementos tetrahedrales. El espesor de la pieza (eje Z global) ha sido dividido en 5 elementos. A lo largo del eje Y global, se han llevado a cabo 30 divisiones. En el eje X global, el tamaño del elemento es de 10 mm. El objetivo es la minimización de la “compliance” para una reducción de volumen del 85%.

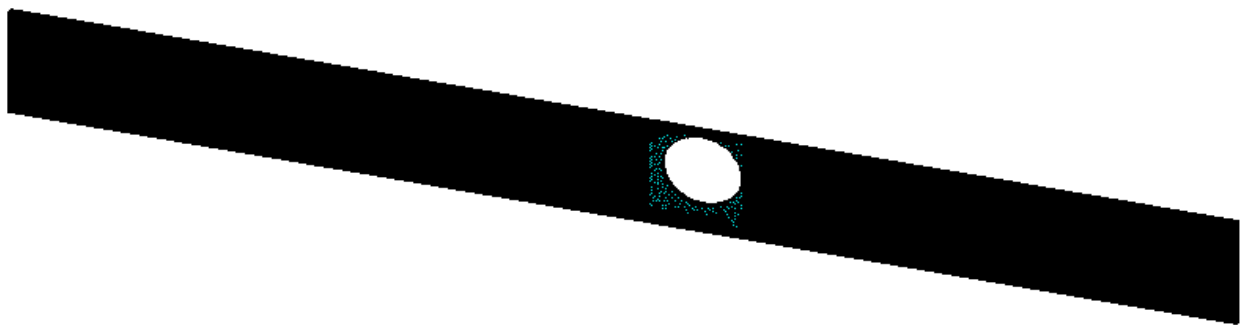


Figura 5.13 VVA_CP_3D. Modelo de elementos finitos

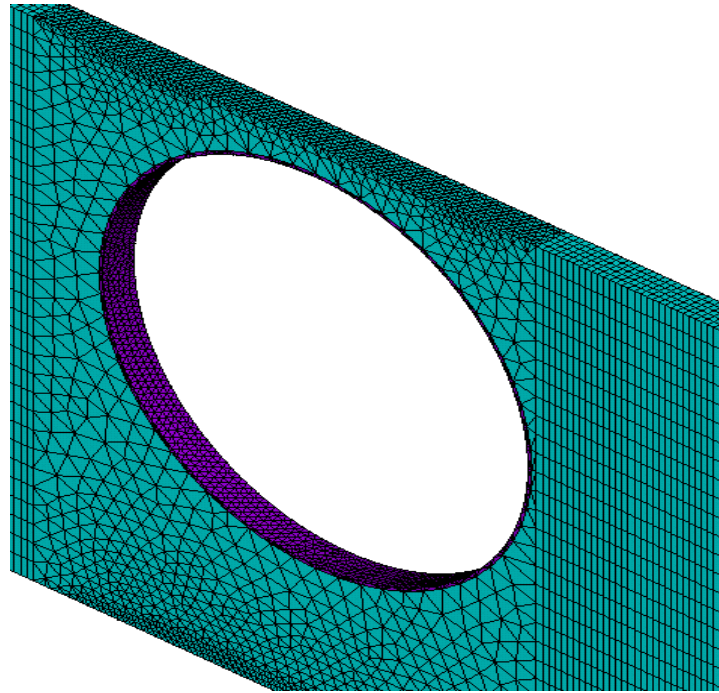
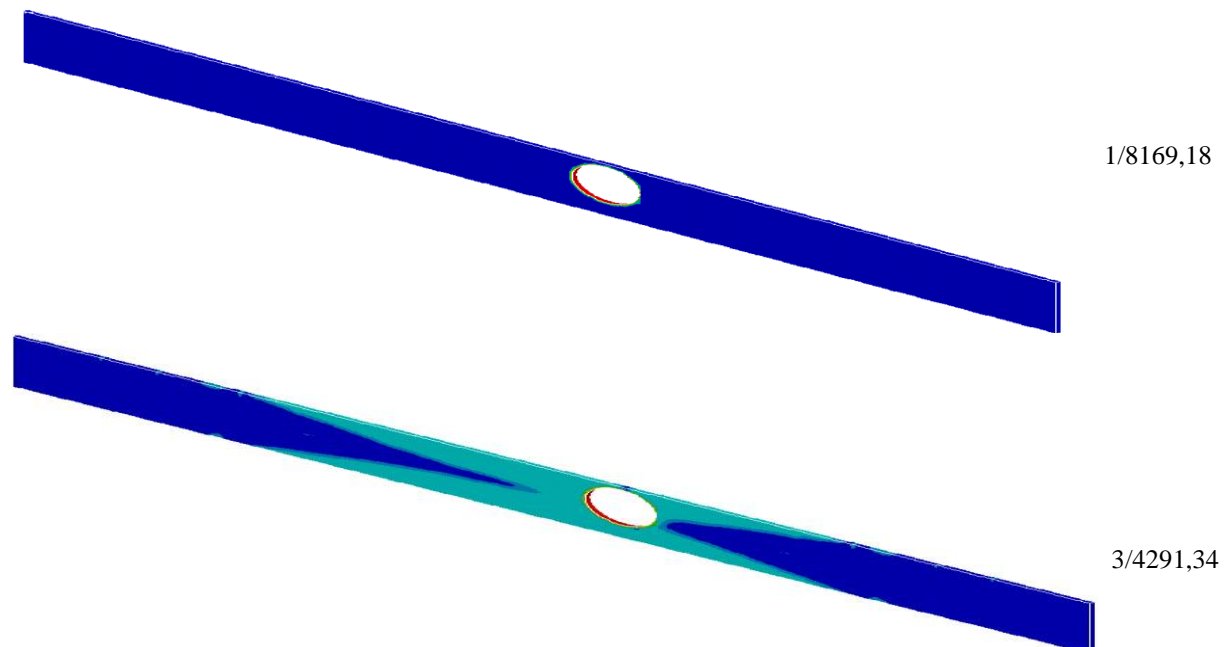


Figura 5.14 VVA_CP_3D. Detalle de la malla

5.3.2.1 Resultados de la optimización de topología

En la Fig. 5.15 se muestran el diseño inicial, algunas iteraciones intermedias, y la topología óptima final para una reducción de volumen del 85%, habiéndose utilizado para ello el método OC. En cada una de las figuras se indica el número de la iteración y el valor de la “compliance”.



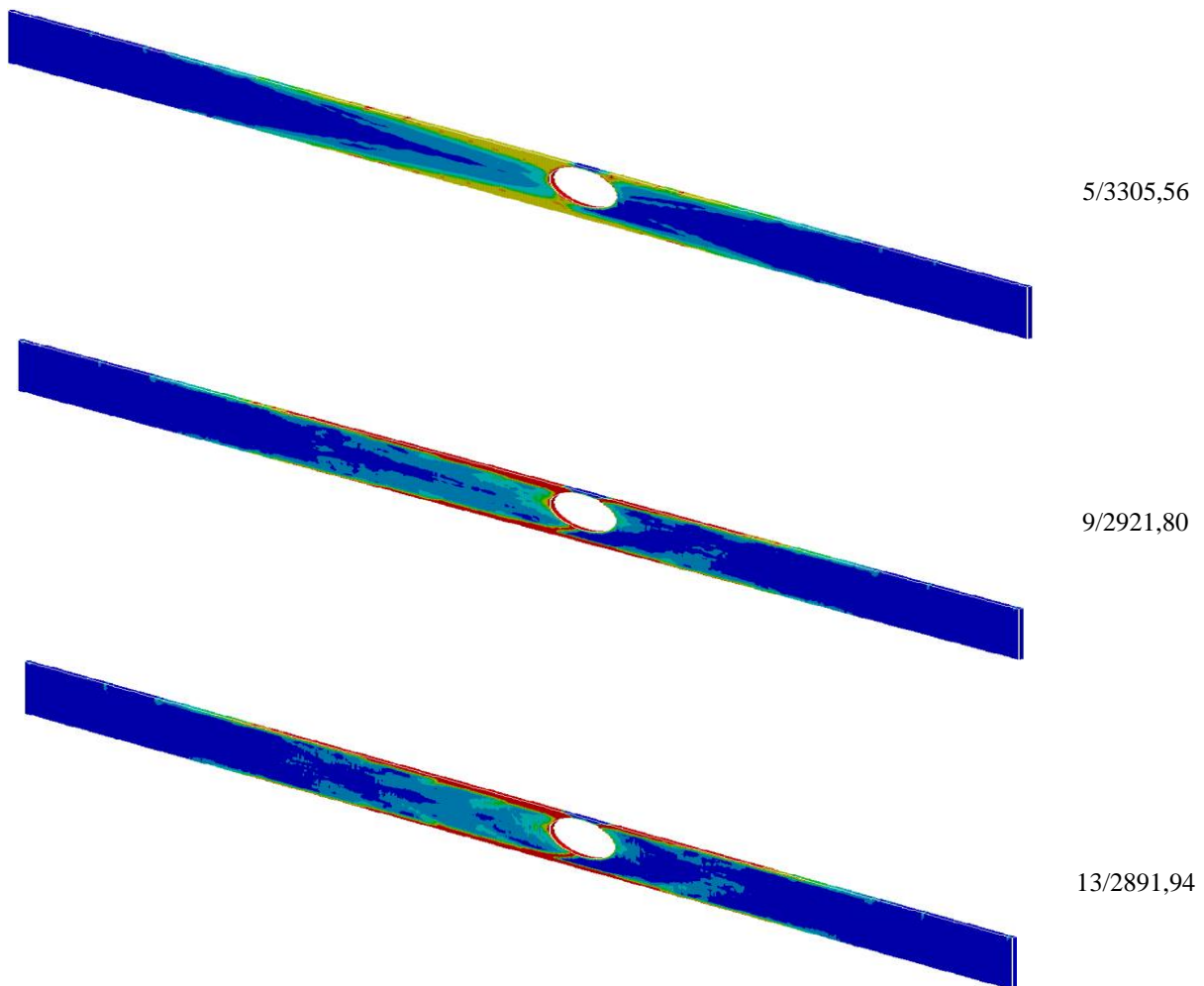


Figura 5.15 VVA_CP_3D. Evolución de la topología (Iteración/"compliance").

En la Fig. 5.16 se muestra la evolución de la "compliance" para una reducción de volumen del 85%.

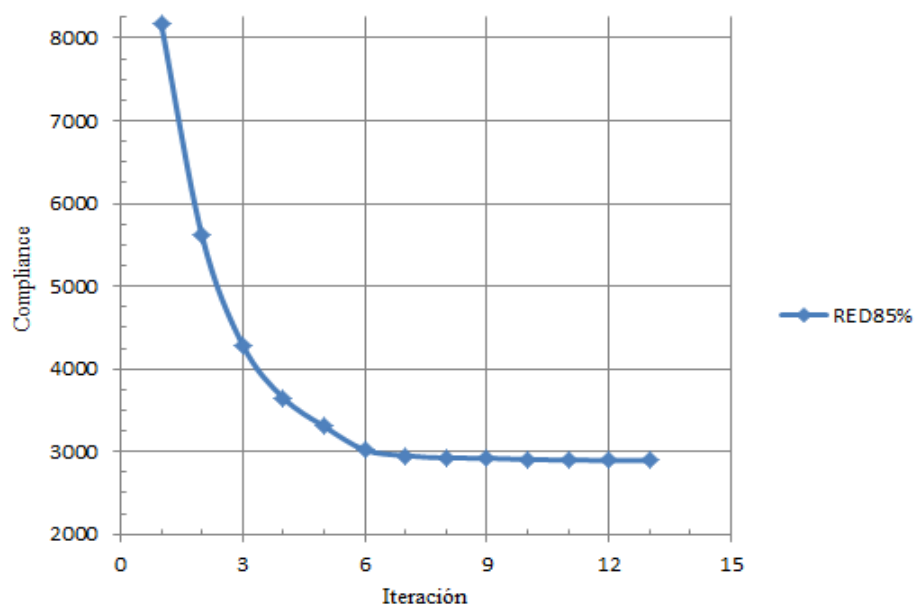
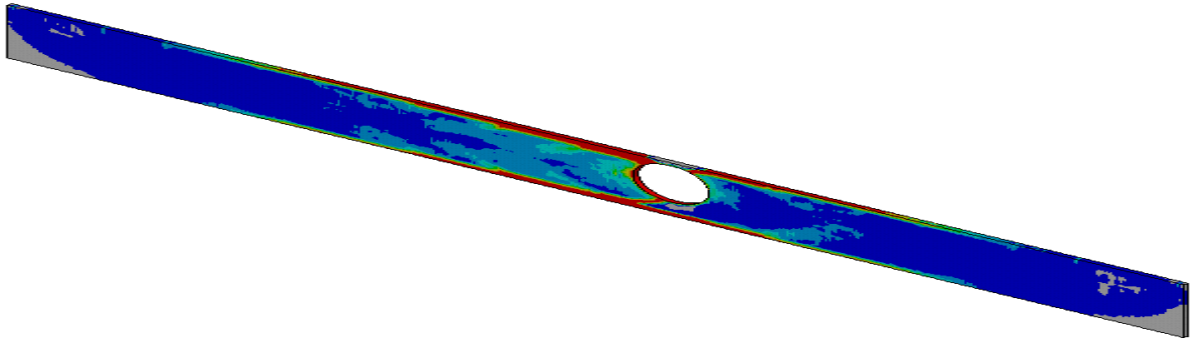
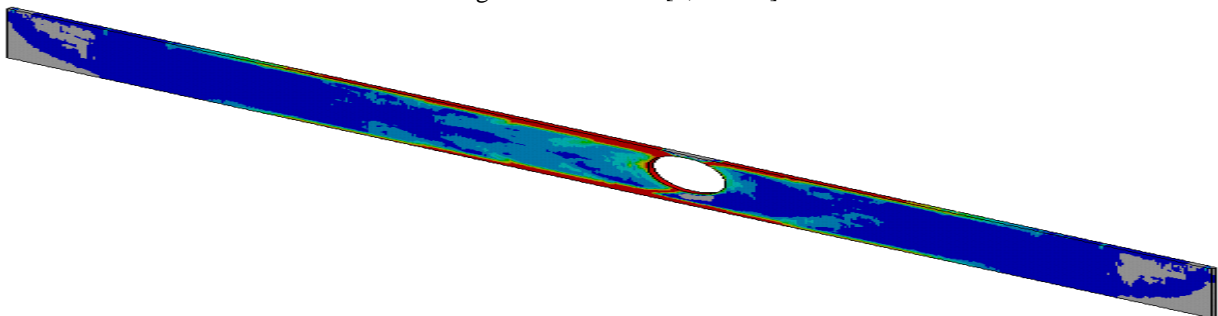


Figura 5.16 VVA_CP_3D. Evolución de la "compliance" (RED85%)

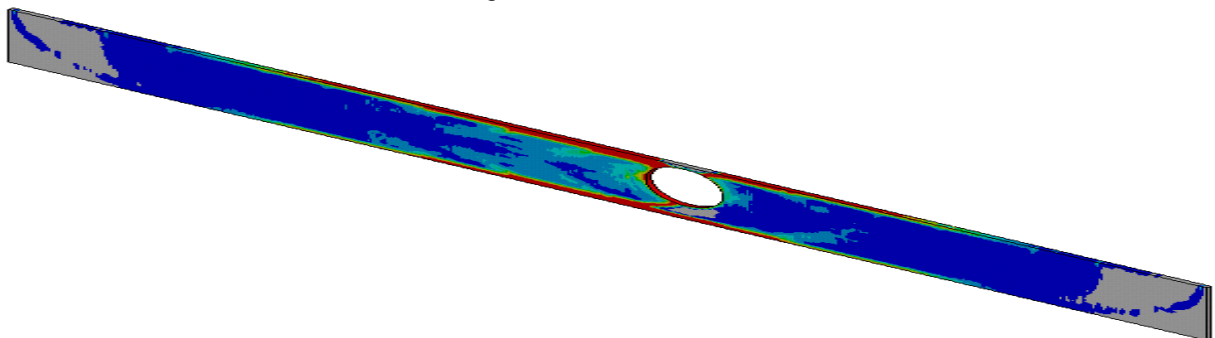
En la Fig. 5.17 se muestran los resultados de topología óptima para distintos rangos de densidades de los elementos.



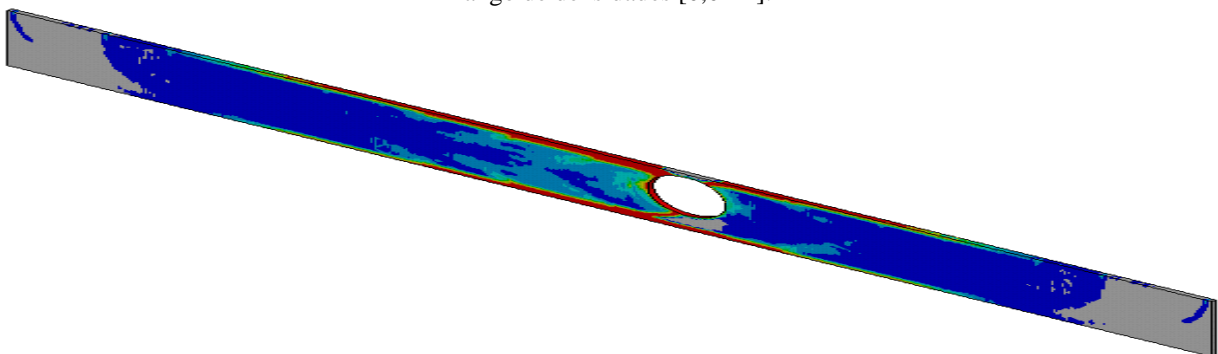
Rango de densidades [0,0075-1].



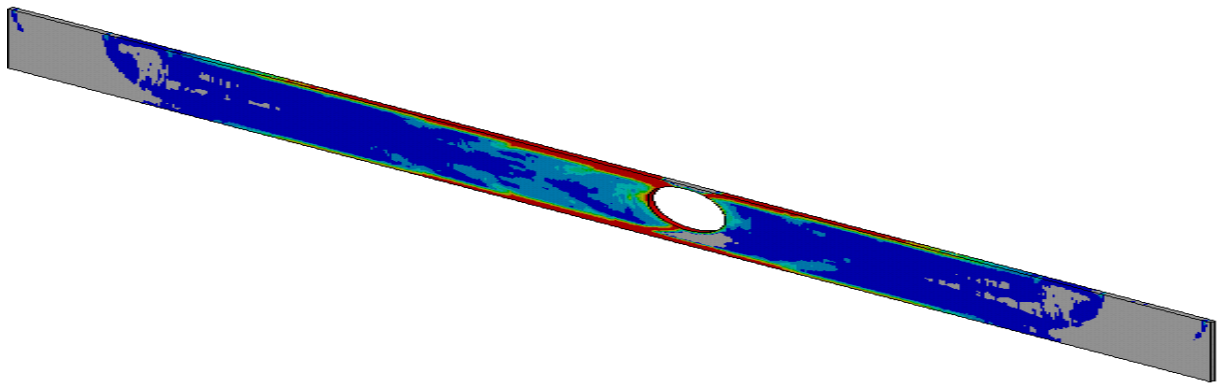
Rango de densidades [0,01-1].



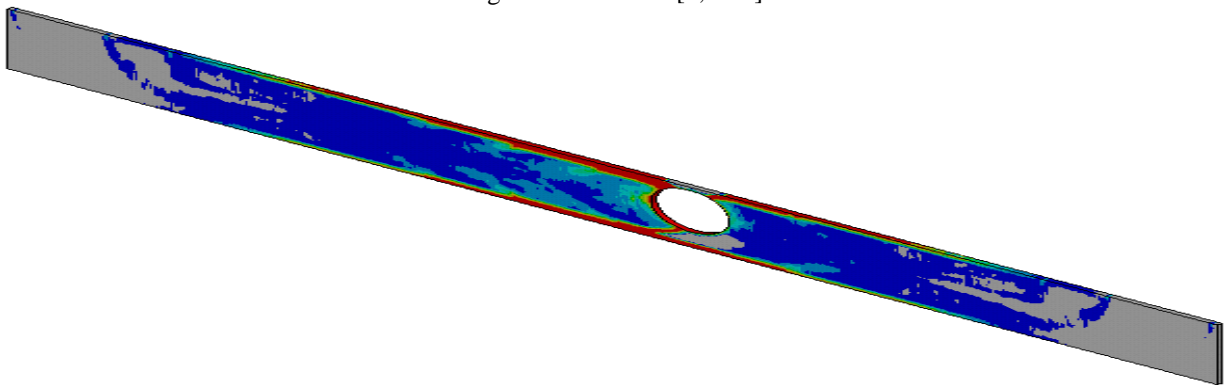
Rango de densidades [0,02-1].



Rango de densidades [0,03-1].



Rango de densidades [0,04-1].



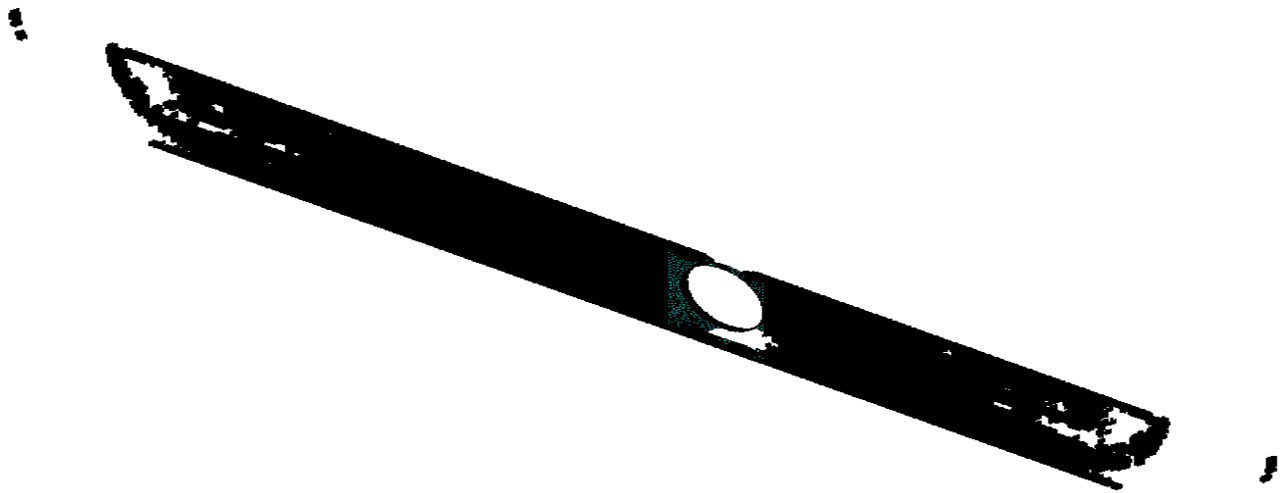
Rango de densidades [0,05-1].

Figura 5.17 VVA_CP_3D. Representación de la topología óptima con distintos rangos de densidades

En la Fig. 5.18 se representan los elementos a mantener obtenidos en la optimización de topología, tomando dos valores límite de densidades distintos.

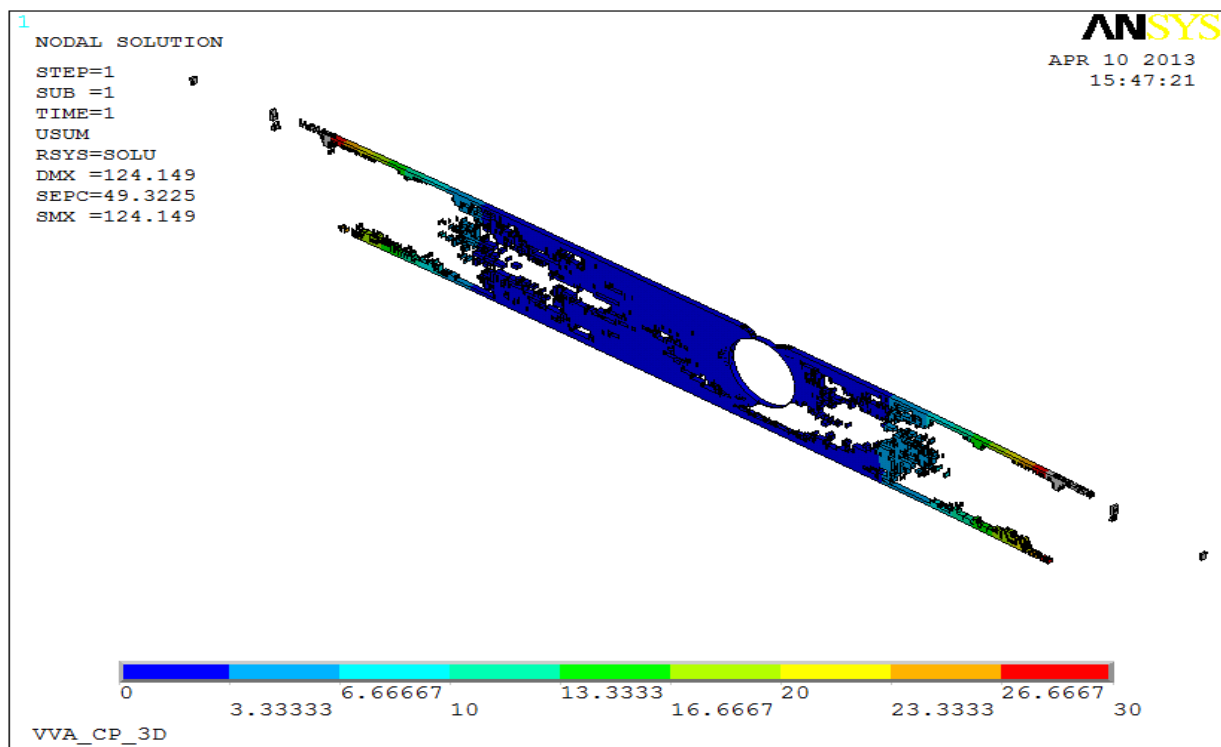


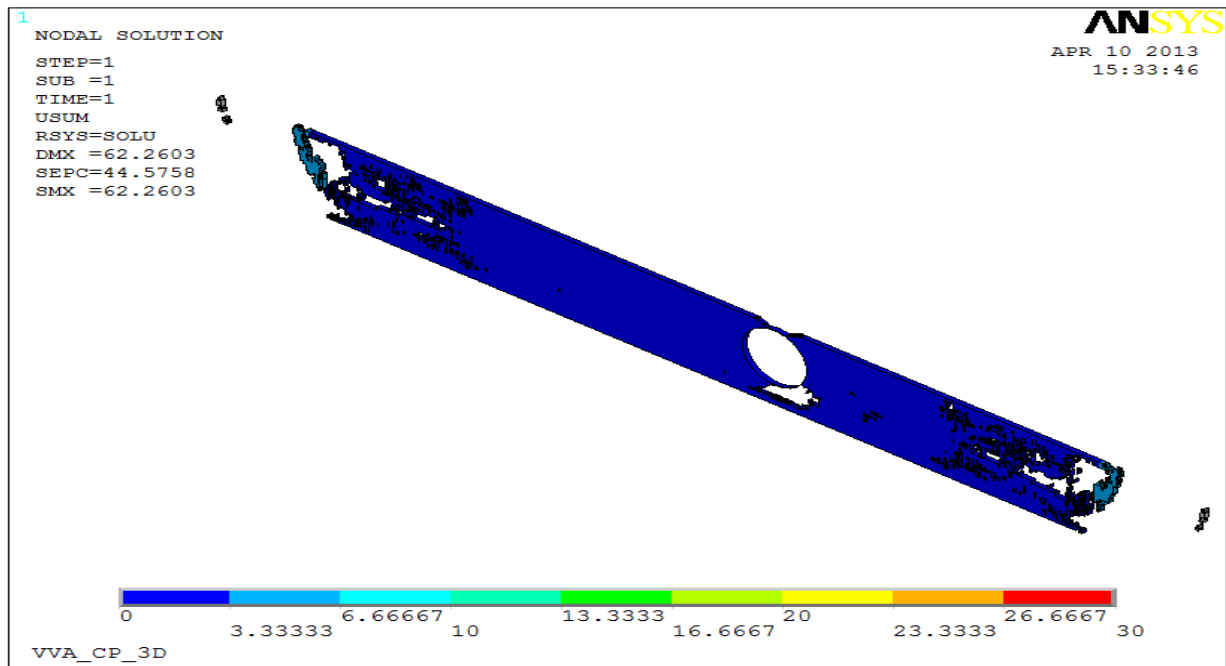
a) Elementos con densidades $\geq 0,112$

b) Elementos con densidades $\geq 0,05$ **Figura 5.18** VVA_CP_3D. Elementos seleccionados de la optimización de topología

5.3.2.2 Resultados de desplazamientos

En la Fig 5.19 se muestran los desplazamientos obtenidos para los dos casos seleccionados.

a) Elementos con densidades $\geq 0,112$

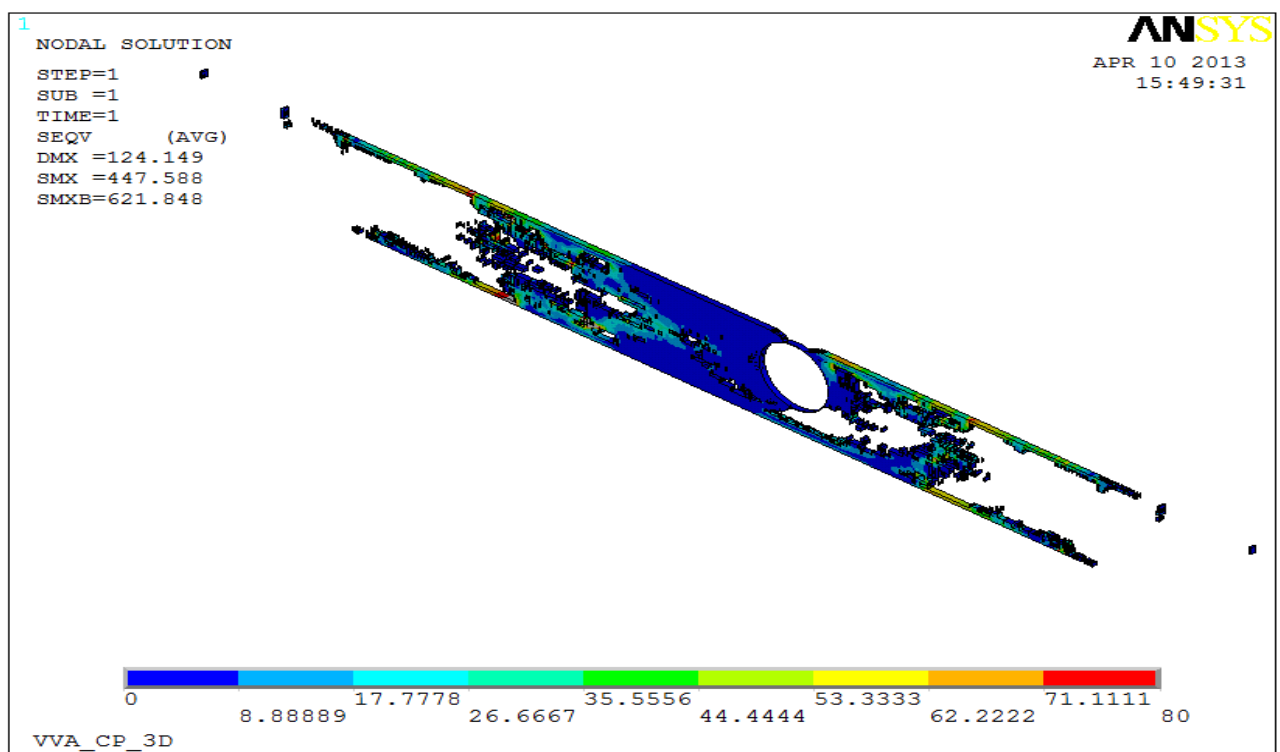


b) Elementos con densidades $\geq 0,05$

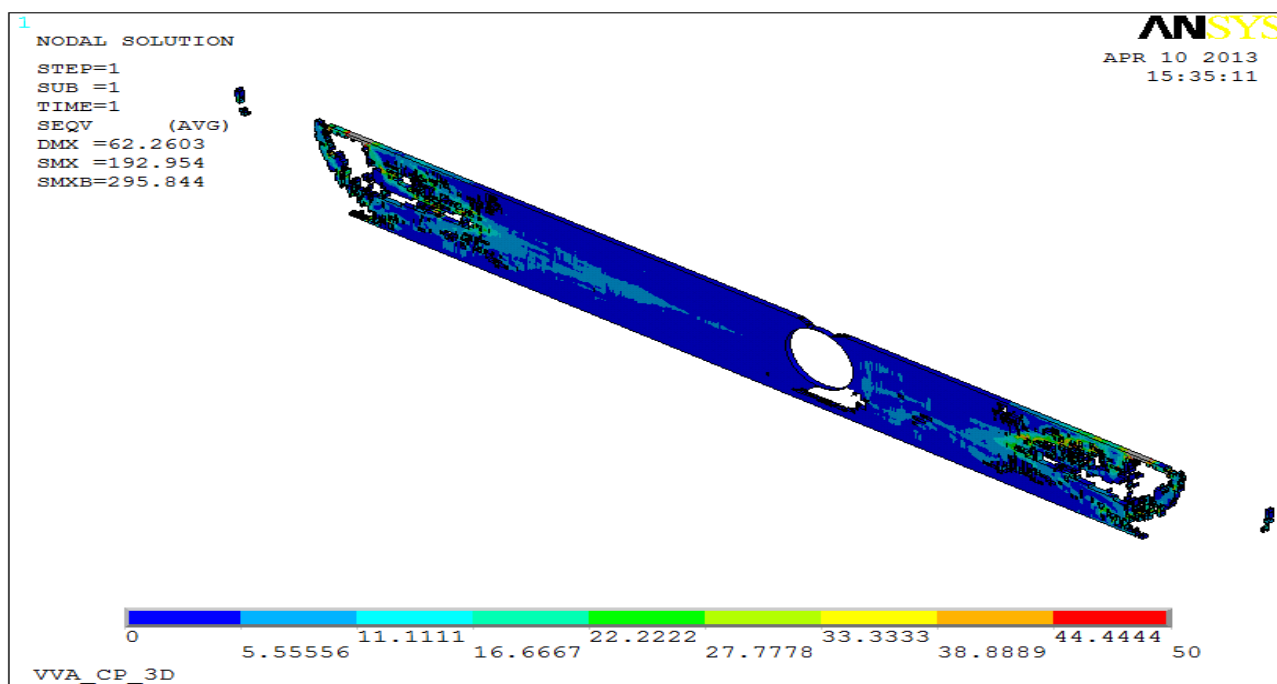
Figura 5.19 VVA_CP_3D. Resultados de desplazamientos (mm)

5.3.2.3 Resultados de tensiones

Los resultados obtenidos para las tensiones se muestran en la Fig. 5.20.



a) Elementos con densidades $\geq 0,112$.



b) Elementos con densidades $\geq 0,05$

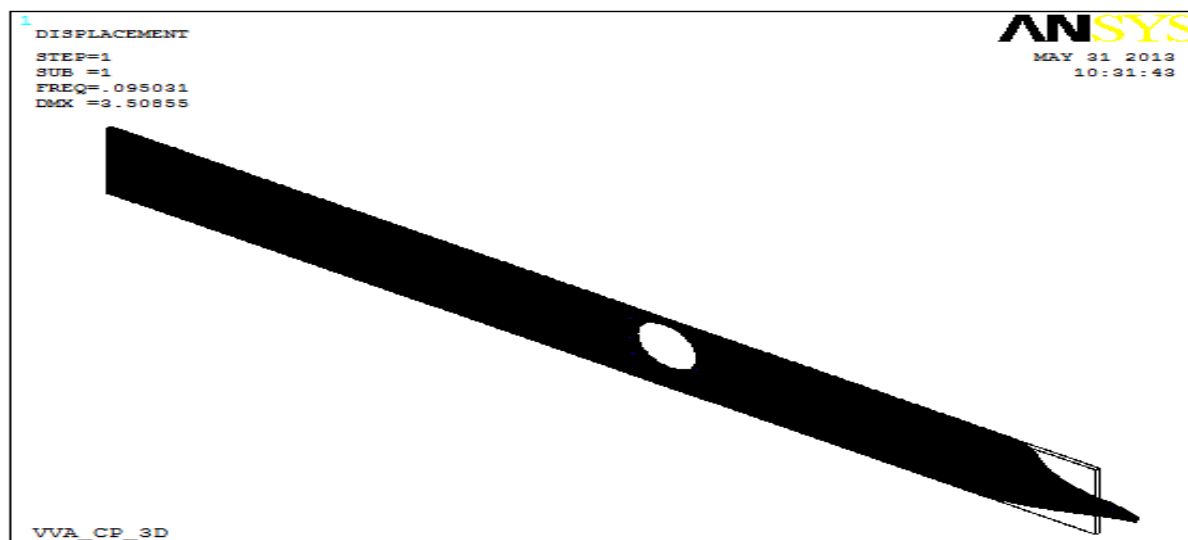
Figura 5.20 VVA_CP_3D. Tensiones de Von Mises (MPa)

5.3.2.4 Carga crítica de pandeo

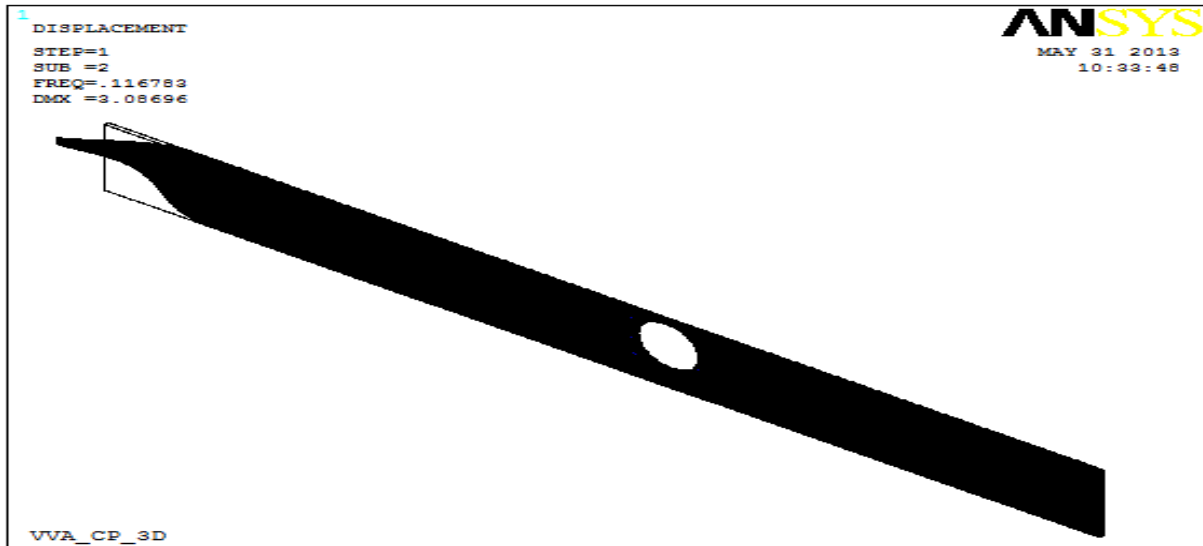
Tras ejecutar un análisis lineal de pandeo con ANSYS se obtiene la solución del problema de autovalores. Los factores de carga y modos de pandeo se muestran en las Fig 5.21 y 5.22.

Modo de Pandeo	Multiplicador, λ
1	0,09531
2	0,11678
3	0,38790
4	0,47464

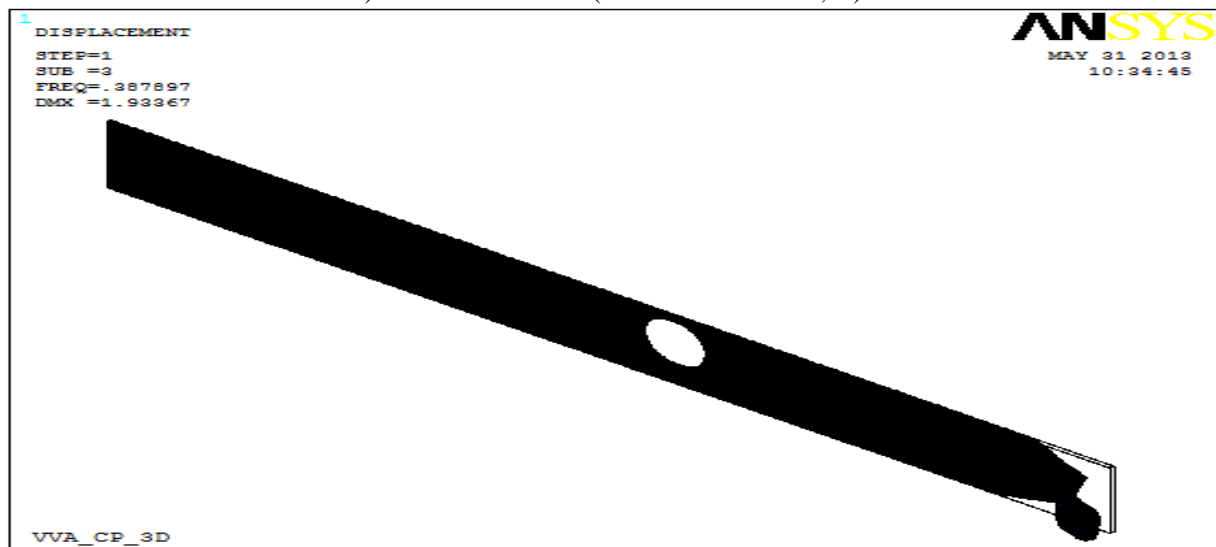
Figura 5.21 VVA_CP_3D. Factores de carga asociados a cada modo de pandeo



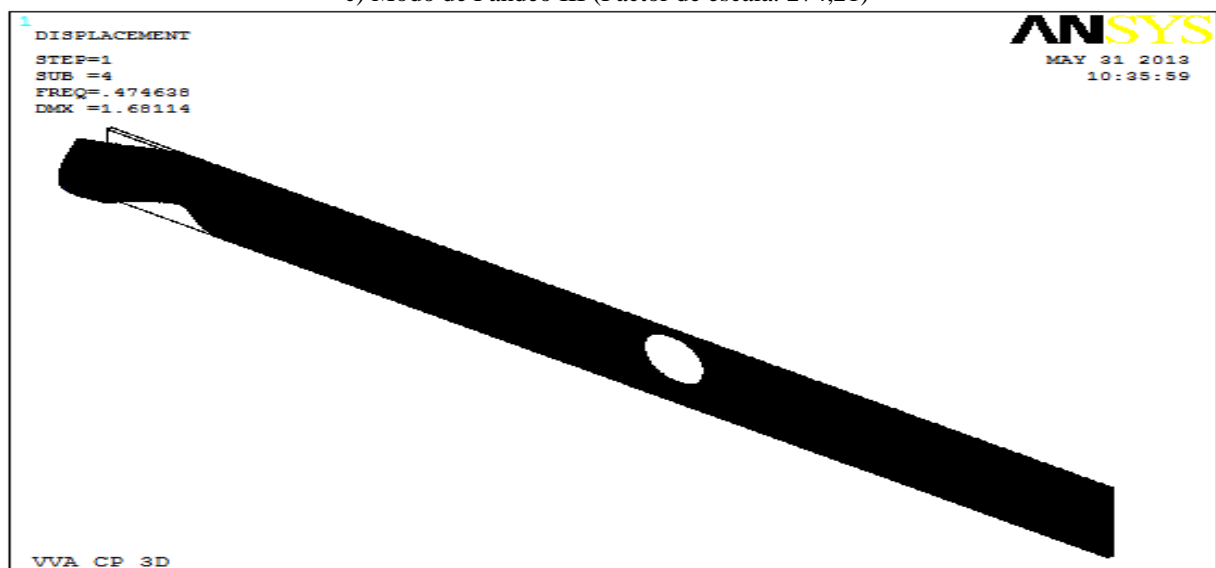
a) Modo de Pandeo I (Factor de escala: 151,13)



b) Modo de Pandeo II (Factor de escala:171,77)



c) Modo de Pandeo III (Factor de escala: 274,21)



d) Modo de Pandeo IV (Factor de escala: 315,41)

Figura 5.22 VVA_CP_3D. Modos de Pandeo de la estructura

5.3.2.5 Análisis de resultados

En este caso, los resultados de la optimización de topología presentan también la forma de cercha, pero de manera menos clara que la obtenida para el primer ejemplo. Al seleccionar los distintos rangos de densidad de los elementos se aprecia la formación de las distintas barras de la cercha y que al igual que en el ejemplo con comportamiento plano se mantiene material en los puntos donde se aplican las cargas puntuales. Con la división del espesor de la viga en 5 elementos finitos se pretendía encontrar zonas donde se redujera el espesor, pero éste se ha mantenido constante a lo largo de toda la viga.

En este caso, los resultados obtenidos con el análisis de pandeo son satisfactorios, pues se han obtenido unos modos de pandeo muy claros.

5.4 COMPARATIVA DE LOS RESULTADOS

En este apartado se establece una comparación de los resultados obtenidos para el caso de vigas en voladizo asimétricas sometidas a cargas puntuales con comportamiento de tensión plana, y el caso análogo con comportamiento espacial.

El primer punto a comparar son los resultados de la optimización de topología obtenidos, para ello, se utilizan como referencia los resultados de ambos casos con elementos con densidades mayores que 0,112, que aparecen en la Figura 5.23. Se observa que los resultados son mucho más claros para el caso de tensión plana, la solución está constituida por barras, formándose una estructura del tipo cercha, tal y como ya se había expuesto en 5.2.2.5. Los resultados de optimización de topología que parecen formarse con barras se dan con reducciones de volumen elevadas (por encima del 80%) y densidades de malla muy finas; estas dos condiciones se cumplen en los dos ejemplos de este capítulo, pero el mallado del caso con comportamiento espacial es más grueso que el utilizado en el caso de tensión plana (por cuestiones de coste computacional) y puede explicar la menor claridad en los resultados de optimización obtenidos.

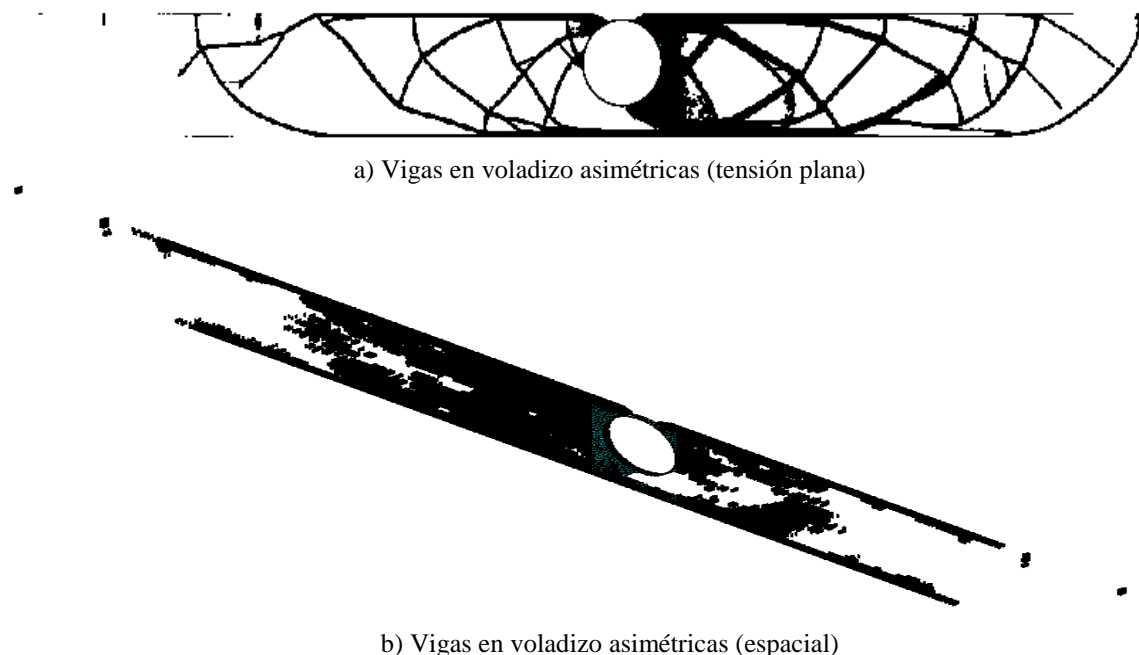
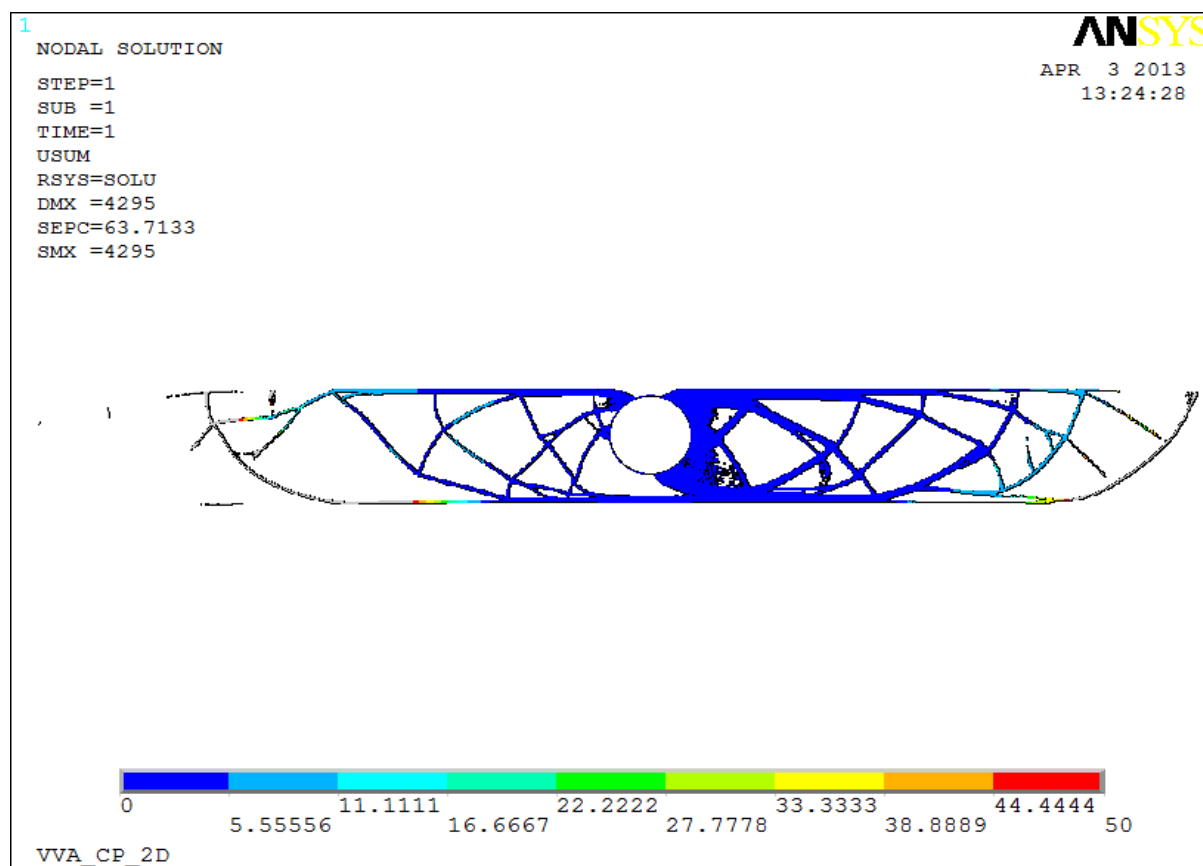


Figura 5.23 Comparativa de resultados de la optimización de topología (Elementos con densidad $> 0,112$)

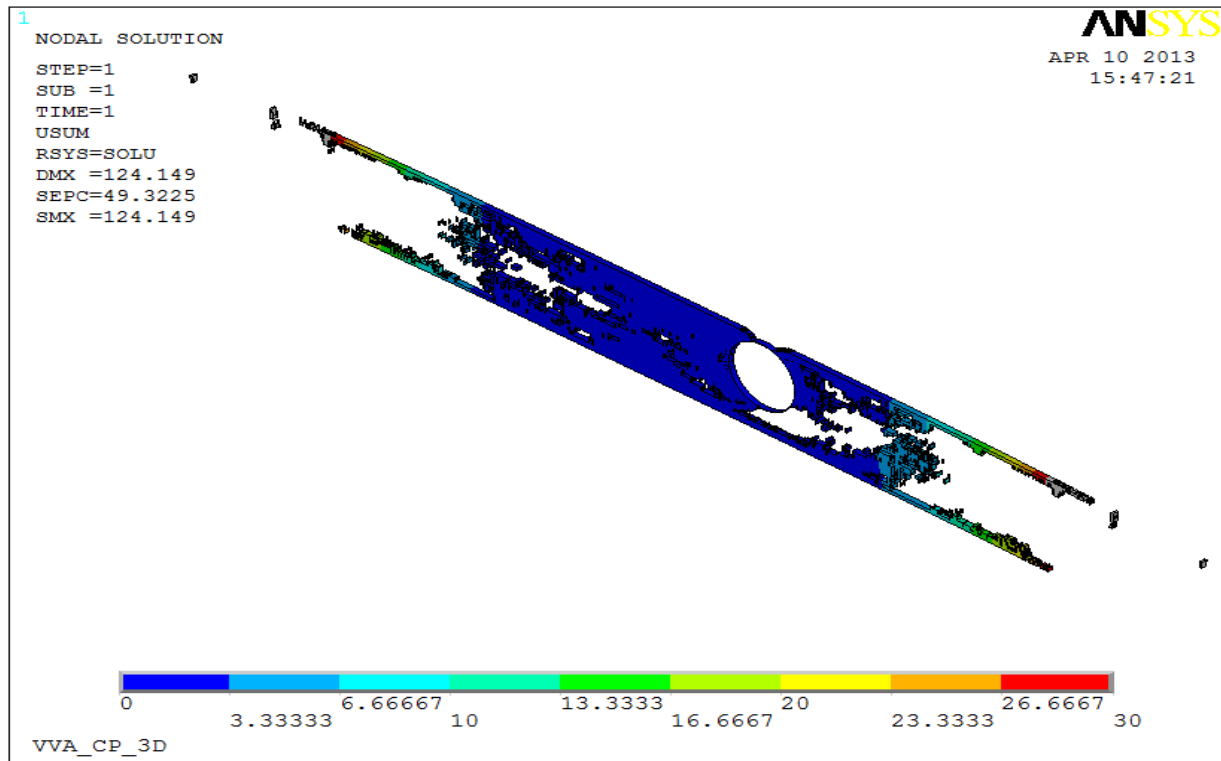
A pesar de la menor claridad en la solución del caso con comportamiento espacial, se pueden apreciar en ambos ejemplos, puntos en común en cuanto a las soluciones de la optimización de topología. En ambos casos aparecen elementos aislados en los extremos de las vigas, como consecuencia de la utilización de cargas puntuales y en estos extremos es donde se produce la mayor eliminación de material, mientras que en las proximidades del apoyo, el cual se encarga de absorber las cargas que se han transmitido desde la parte superior de la estructura, se produce la mayor concentración de elementos.

El siguiente punto de comparación entre ambos ejemplos son los resultados que se han obtenido para desplazamientos. ANSYS muestra en los resultados de postprocesado de desplazamientos el término SEPC, que es el porcentaje de error en la norma de energía. El SEPC puede ser usado para comparar modelos similares o estructuras similares sujetas a cargas similares. Como norma general el SEPC no debe diferir del 10-15% entre dos modelos similares. Por tanto, a la vista de los valores de SEPC que se muestran en la Figura 5.24, se puede considerar que se puede establecer una comparativa válida entre ambos modelos, pues el SEPC difiere en un 14,4%.

Los resultados de desplazamientos de la Figura 5.24, son muy similares en ambos casos. Aproximadamente en el tercio central de la estructura, en el entorno del apoyo fijo, los desplazamientos son nulos para las dos estructuras. Las mayores diferencias en cuanto al valor de los desplazamientos se encuentran en los extremos de las vigas, donde los desplazamientos del caso de tensión plana son casi un 50 % mayores, que se explican por la menor rigidez de las barras de los extremos de las vigas del caso de tensión plana.



a) Vigas en voladizo asimétricas (tensión plana)



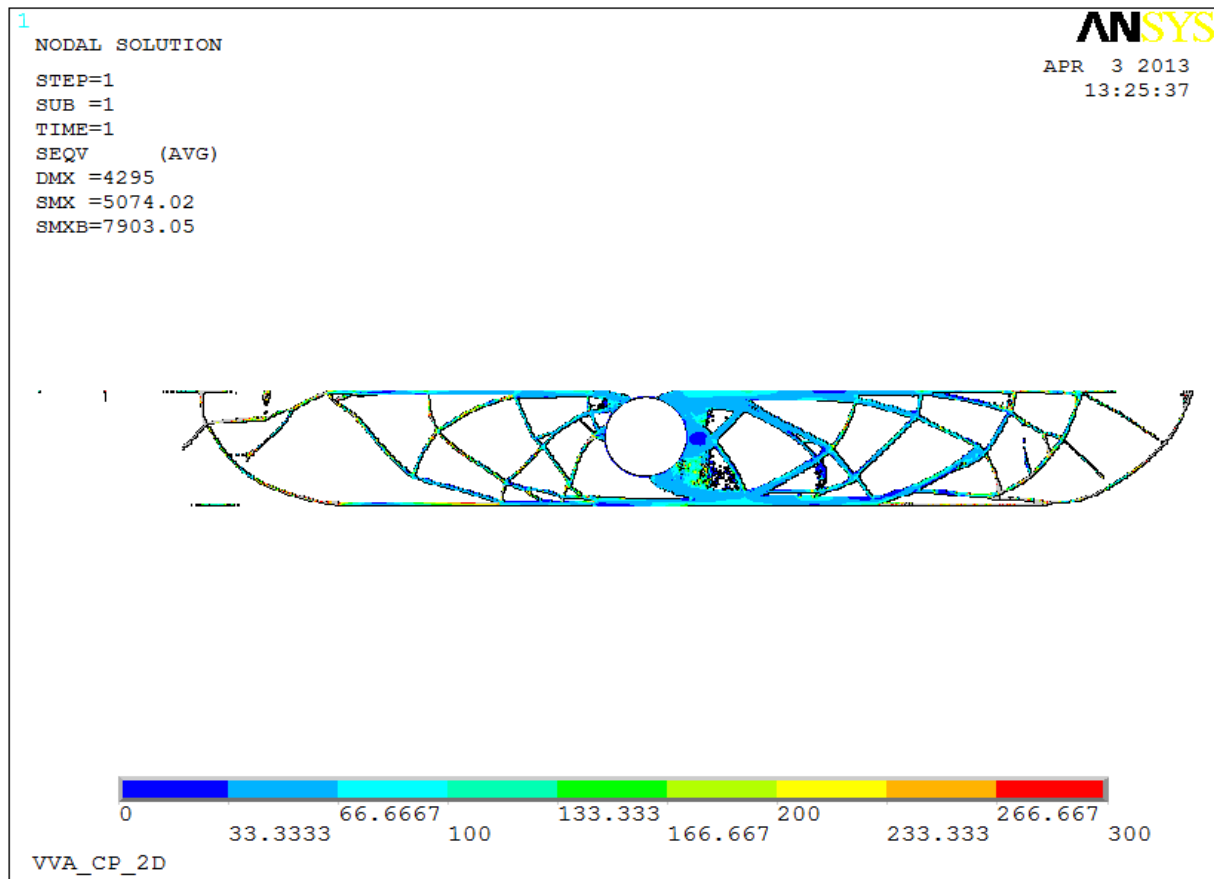
b) Vigas en voladizo asimétricas (espacial)

Figura 5.24 Comparativa de los resultados de desplazamientos (Elementos con densidad > 0,112)

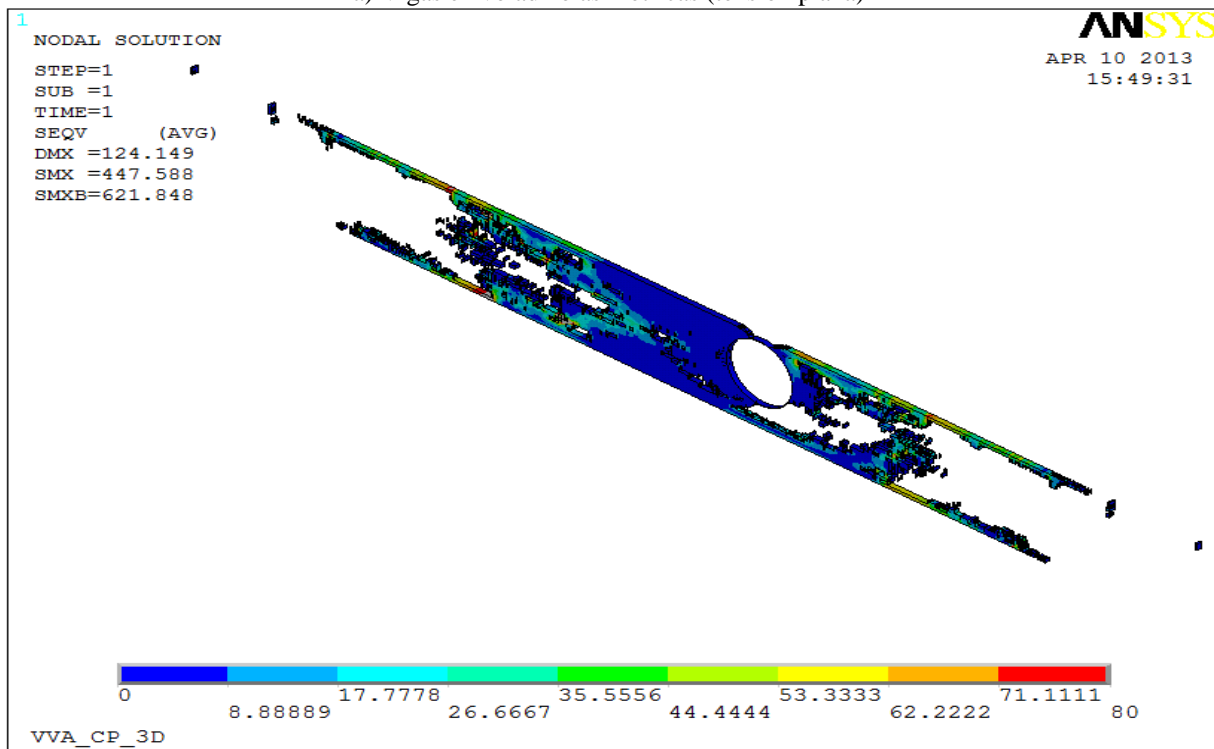
En cuanto a las tensiones, los resultados de ambos casos, se muestran en la Figura 5.25, y se puede observar como para el caso de tensión plana, casi la totalidad de la estructura presenta unos valores de tensión de Von Mises por debajo de los 100 MPa, y que las tensiones por encima de este valor corresponden a elementos situados en zonas de concentración de esfuerzos y cercanos a los extremos de las vigas, en donde existen gran cantidad de elementos, adyacentes a ellos, con módulo de elasticidad muy reducido, lo que justifica estos valores elevados de tensiones.

Por otra parte, el caso con comportamiento espacial, muestra una distribución de las tensiones similar a la del caso de tensión plana, pero algo peor, puesto que existen gran cantidad de elementos, en la zona cercana al apoyo, con tensiones considerablemente bajas. Las tensiones predominantes en la estructura están comprendidas entre los 8,88 y 26,66 MPa y su menor valor, con respecto a los valores de tensión del caso de tensión plana, es perfectamente explicable si se tiene en cuenta que la estructura para el caso de tensión plana tiene aproximadamente un 40% menos de peso que la estructura con comportamiento espacial.

La distribución análoga de tensiones comentada en el párrafo anterior, se muestra también si se observa como los elementos con tensiones elevadas corresponden a las zonas de los extremos donde se encuentra el mayor número de elementos con módulo de elasticidad reducido y zonas con alta concentración de esfuerzos.



a) Vigas en voladizo asimétricas (tensión plana)



b) Vigas en voladizo asimétricas (espacial)

Figura 5.25 Comparativa de los resultados de tensiones (Elementos con densidad > 0,112)

El último punto de comparación entre los dos modelos son los modos de pandeo de ambos, sin embargo, como ya se comentó en 5.2.2.5, los modos de pandeo obtenidos, para el caso de vigas en voladizo asimétricas con cargas puntuales bajo la hipótesis de tensión plana, no son satisfactorios, puesto que los resultados obtenidos no muestran modos de pandeo sino más bien elementos con fuertes distorsiones, por lo que no se puede establecer una comparación respecto a este punto con el modelo con comportamiento espacial, en el que sí se encontraron unos modos de pandeo coherentes.

En resumen, se puede concluir que las dos estructuras optimizadas presentan una topología razonable, en forma de cercha (especialmente visible en el primer modelo), y que los resultados de desplazamientos y tensiones obtenidos son análogas entre sí teniendo en cuenta la diferencia de peso de ambas estructuras y que la topología que se ha obtenido en el caso de tensión plana se puede calificar como más idónea que la del caso con comportamiento espacial, por su mejor aprovechamiento del material.

6 Diseño óptimo topológico de conjuntos de elementos simples

6.1 INTRODUCCIÓN

En el presente apartado se realiza la optimización de topología para tres ejemplos de conjuntos de elementos simples con comportamiento espacial.

Los modelos propuestos en este capítulo siguen una evolución lógica con respecto a los del capítulo 5, y se intenta modelizar el comportamiento de una estructura portante de paneles solares completa.

Así pues, el primer modelo de este capítulo consiste en ampliar el modelo espacial de una única cercha (VVA_CP_3D) con la combinación de seis de estos elementos, unidos por un tubo de pared delgada. La utilización de cargas puntuales se sigue manteniendo con el objetivo de simular los puntos de transferencia de la carga de los paneles solares.

Para el segundo ejemplo del capítulo, se emplea el primer ejemplo y se le añaden una serie de placas transversales, con lo que se obtiene un modelo emparrillado. Al igual que en el caso anterior, se utilizan cargas puntuales.

El último caso del capítulo, es el modelo más aproximado a la situación real, y en él se incluyen los paneles solares, con sus elementos de unión a la viga incluidos, por lo que se elimina la necesidad de utilizar cargas puntuales, las cuales son sustituidas por la presión sobre los paneles.

El objetivo es minimizar la “compliance” para una reducción de volumen dada, obteniéndose un elemento estructural optimizado topológicamente, sobre el cual se llevará a cabo un análisis lineal y de estabilidad.

6.2 VIGAS EN VOLADIZO ASIMÉTRICAS SOMETIDAS A CARGAS PUNTUALES

6.2.1 Introducción

Este ejemplo corresponde a la optimización de topología espacial de los voladizos de la Fig. 6.1. Este modelo es una ampliación del segundo modelo que se presentó en el capítulo 5. Consiste en la unión de seis vigas a través de un tubo hueco que es el encargado de soportar las cargas que derivan de los paneles. Las cargas son puntuales aplicadas sobre los puntos que se muestran en la figura y a lo largo de toda la línea media del espesor de cada viga. Todos los grados de libertad están restringidos en el tubo en el lugar que se muestra en la figura. Los elementos utilizados para el mallado son elementos sólidos con 20 nodos y tres grados de libertad por nodo (SOLID95).

Los datos de la figura se resumen en la Tabla 6.1.

Geometría		
Longitud voladizo izquierdo (mm)	L1	5887,5
Longitud voladizo derecho (mm)	L2	4517,5
Altura 1 (mm)	H1	400
Altura 2 (mm)	H2	600
Longitud mayor entre cargas (mm)	L3	815
Longitud menor entre cargas (mm)	L4	555
Distancia desde los extremos hasta la primera carga (mm)	L5	50
Distancia máxima entre placas (mm)	S1	2520
Distancia entre el apoyo fijo y la placa más cercana (mm)	S2	740
Diámetro exterior corona circular (mm)	D _e	560
Diámetro interior corona circular (mm)	D _i	554
Espesor de la viga (mm)	e	50
Materiales		
Módulo de elasticidad (GPa)	E	210
Coefficiente de Poisson	ν	0,3
Cargas		
Carga Puntual (kN)	P	0,5096

Tabla 6.1 Datos vigas en voladizo asimétricas con cargas puntuales.

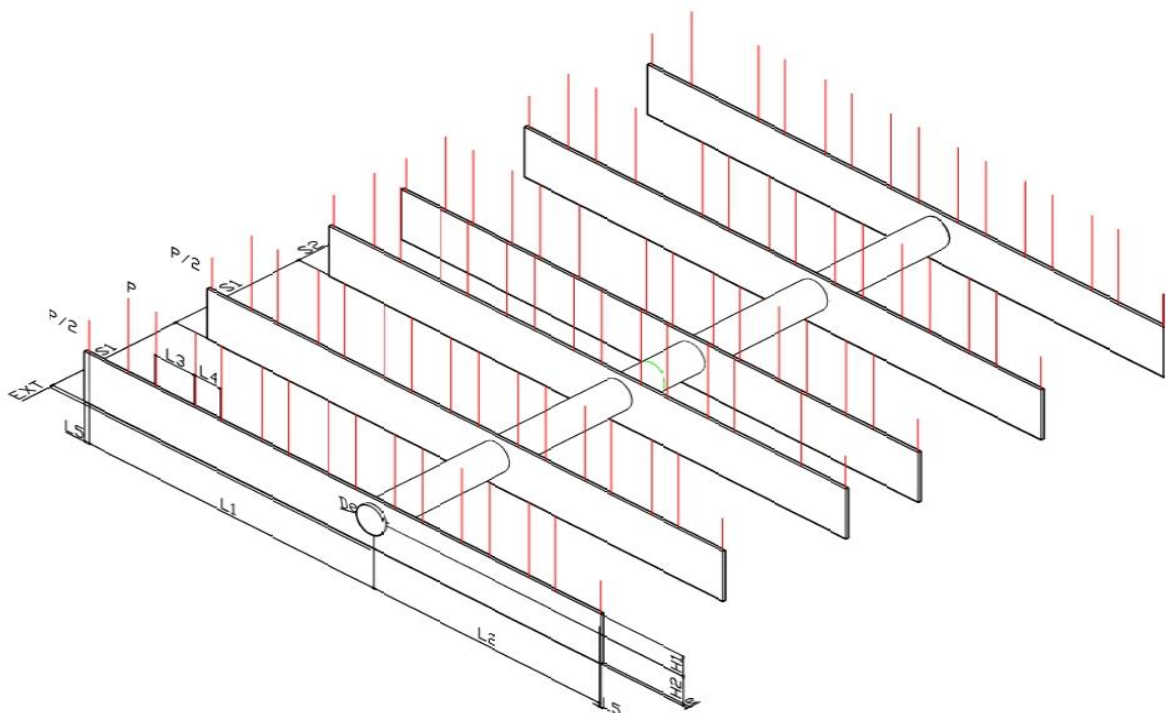


Figura 6.1 Vigas en voladizo asimétricas (VVA_CP_2,5D). Geometría y cargas

6.2.2 Vigas en voladizo asimétricas

En este caso, se ha efectuado un mallado mapeado en las zonas regulares de las placas, en donde el tamaño del elemento es de 50 mm a lo largo del eje X global, y de 40 mm (25 divisiones) en el eje Y global. Los volúmenes de las placas donde se sitúa el tubo están mallados con un tamaño de elemento de 50 mm, utilizando elementos tetrahedrales (mallado libre). Por último, sobre el tubo se ha realizado un mallado de barrido, con elementos no optimizables, dividiendo la circunferencia en 35 elementos, de manera que se garantice la continuidad de la malla. La malla resultante consta de 46414 elementos. El objetivo es la minimización de la “compliance” para una reducción de volumen del 85%.

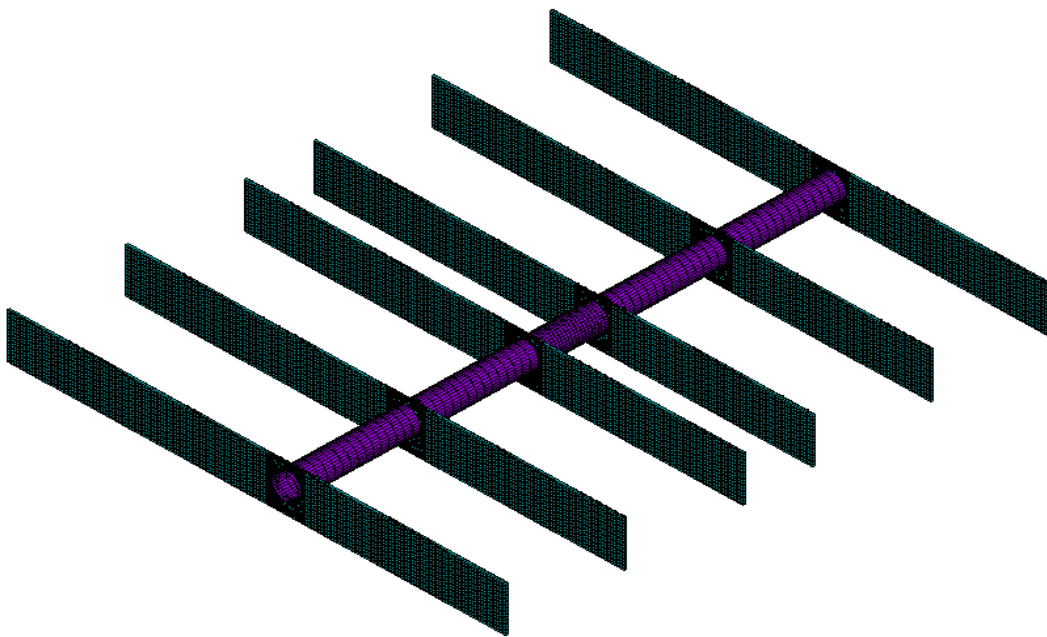


Figura 6.2 VVA_CP_2,5D. Modelo de elementos finitos

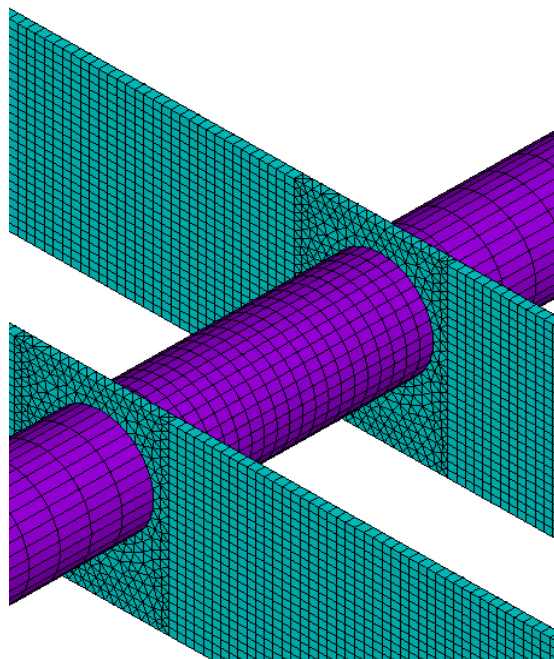


Figura 6.3 Detalle de la malla

6.2.2.1 Resultados de la optimización de topología

En la Fig. 6.4 se muestran el diseño inicial, algunas iteraciones intermedias, y la topología óptima final para una reducción de volumen del 85%, habiéndose utilizado para ello el método OC. En cada una de las figuras se indica el número de la iteración y el valor de la “compliance”.

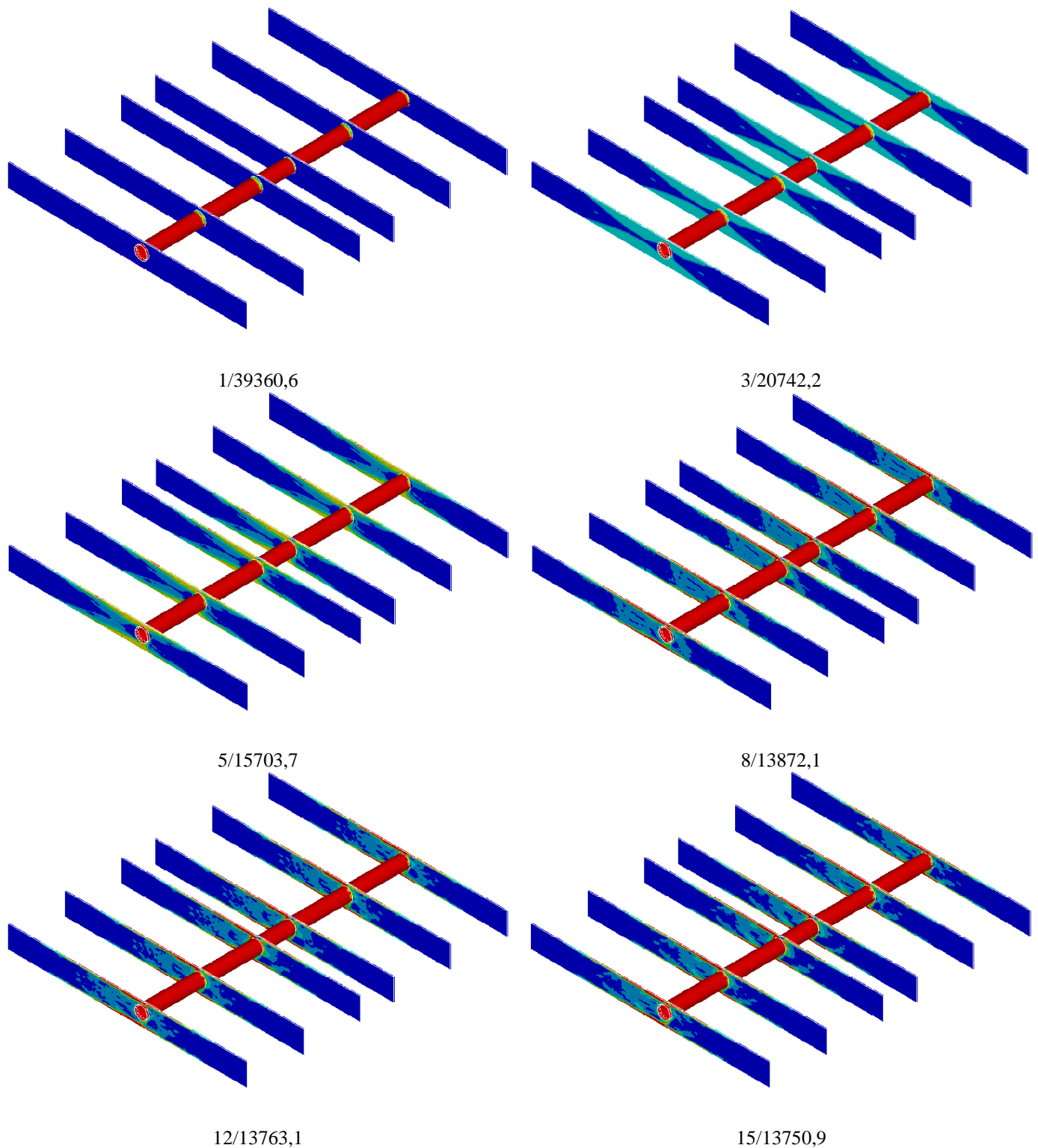


Figura 6.4 VVA_CP_2,5D. Evolución de la topología (Iteración/”compliance”)

En la Fig. 6.5 se muestra la evolución de la “compliance” para una reducción de volumen del 85%.

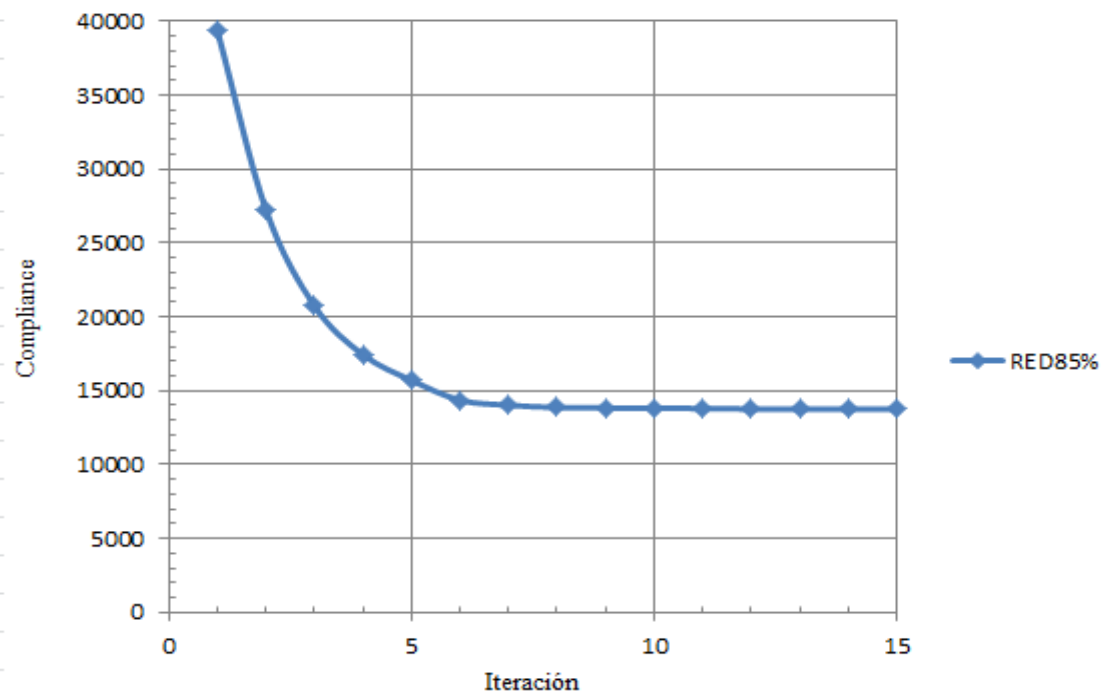
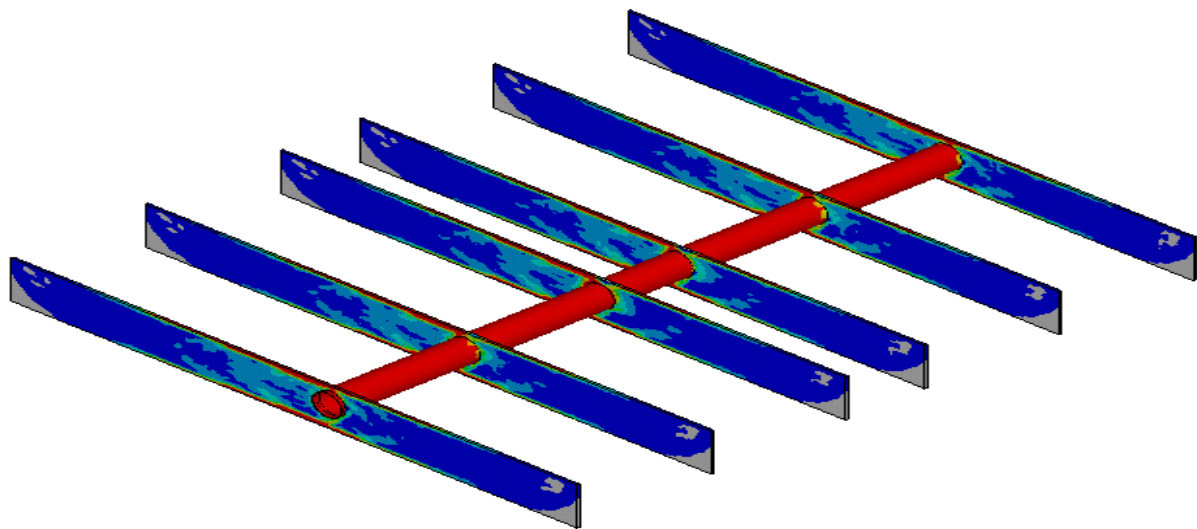
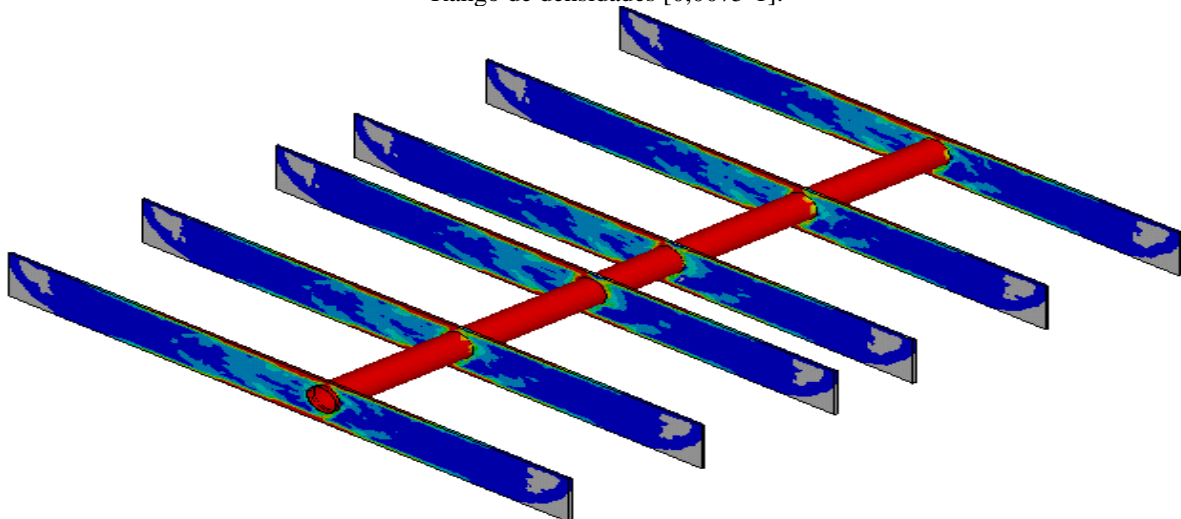


Figura 6.5 VVA_CP_2,5D. Evolución de la “compliance” (RED85%)

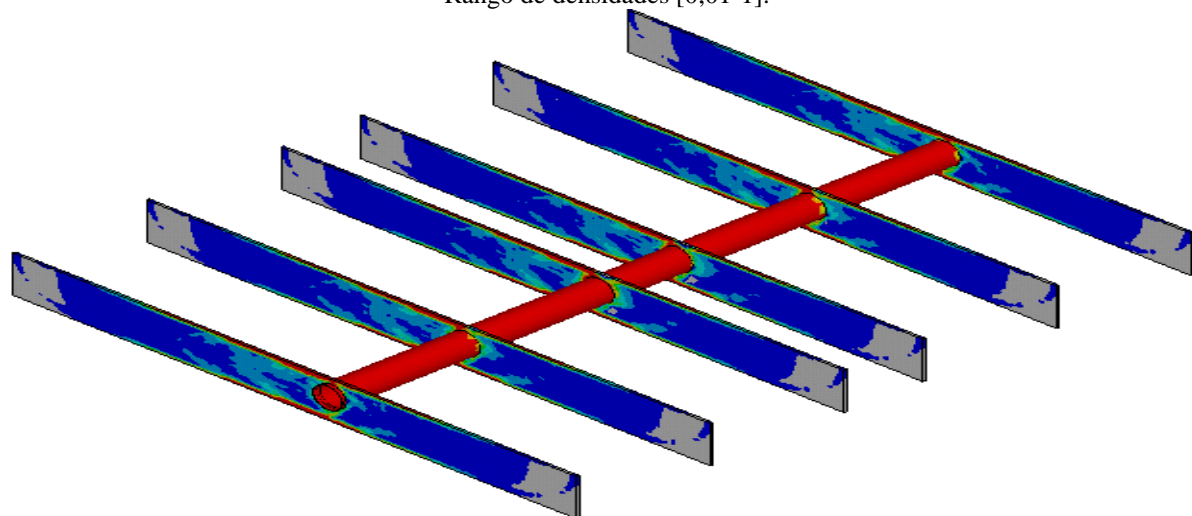
En la Fig. 6.6 se muestran los resultados de topología óptima para distintos rangos de densidades de los elementos.



Rango de densidades [0,0075-1].



Rango de densidades [0,01-1].



Rango de densidades [0,02-1].

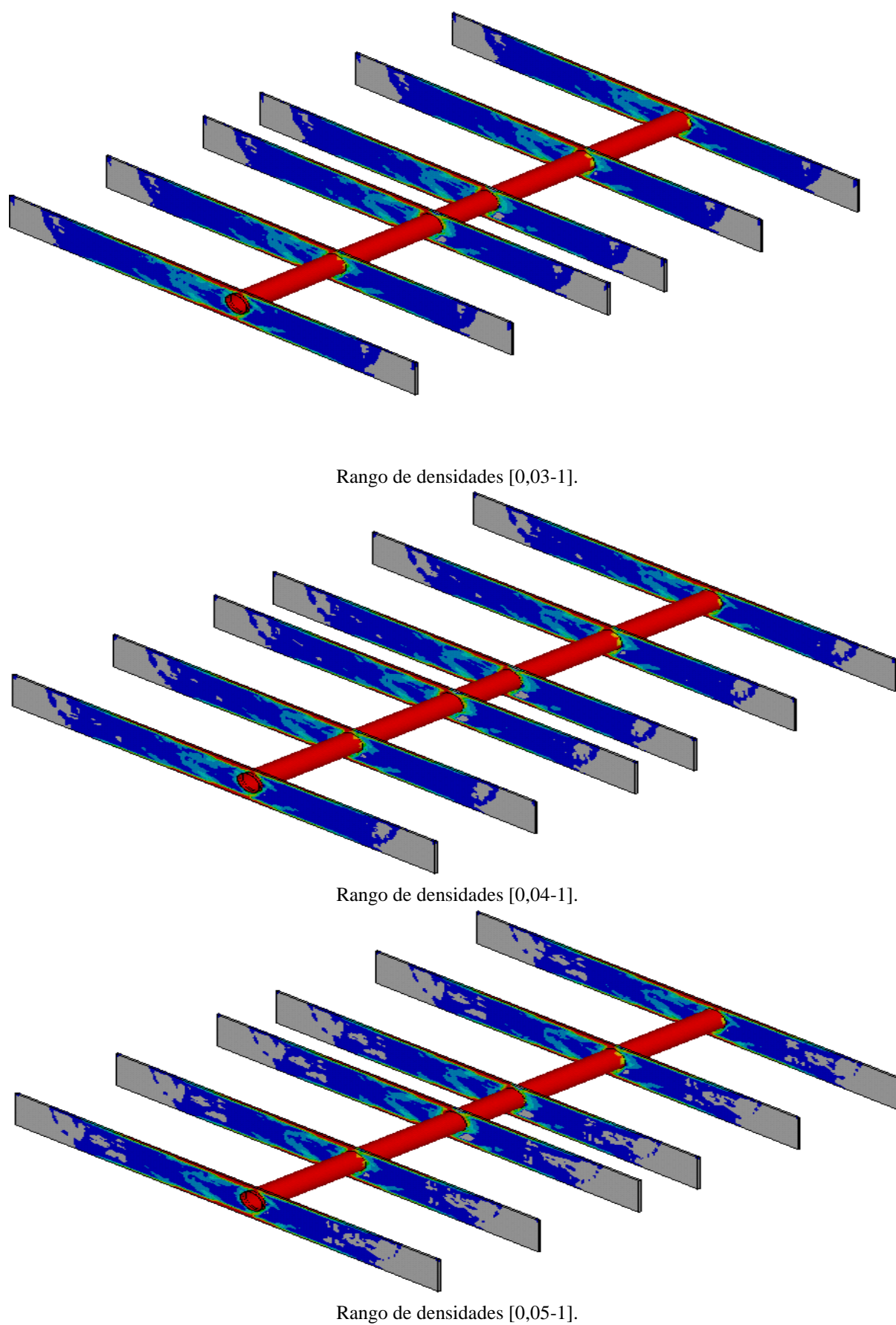
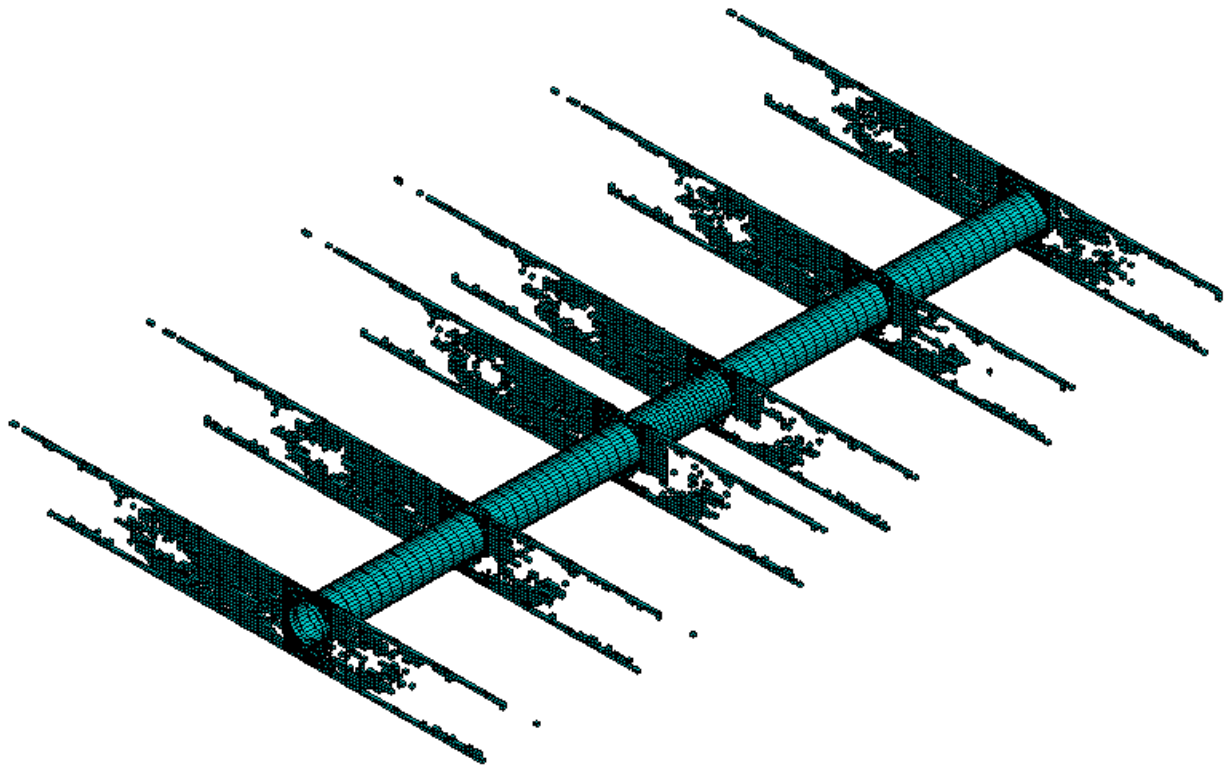
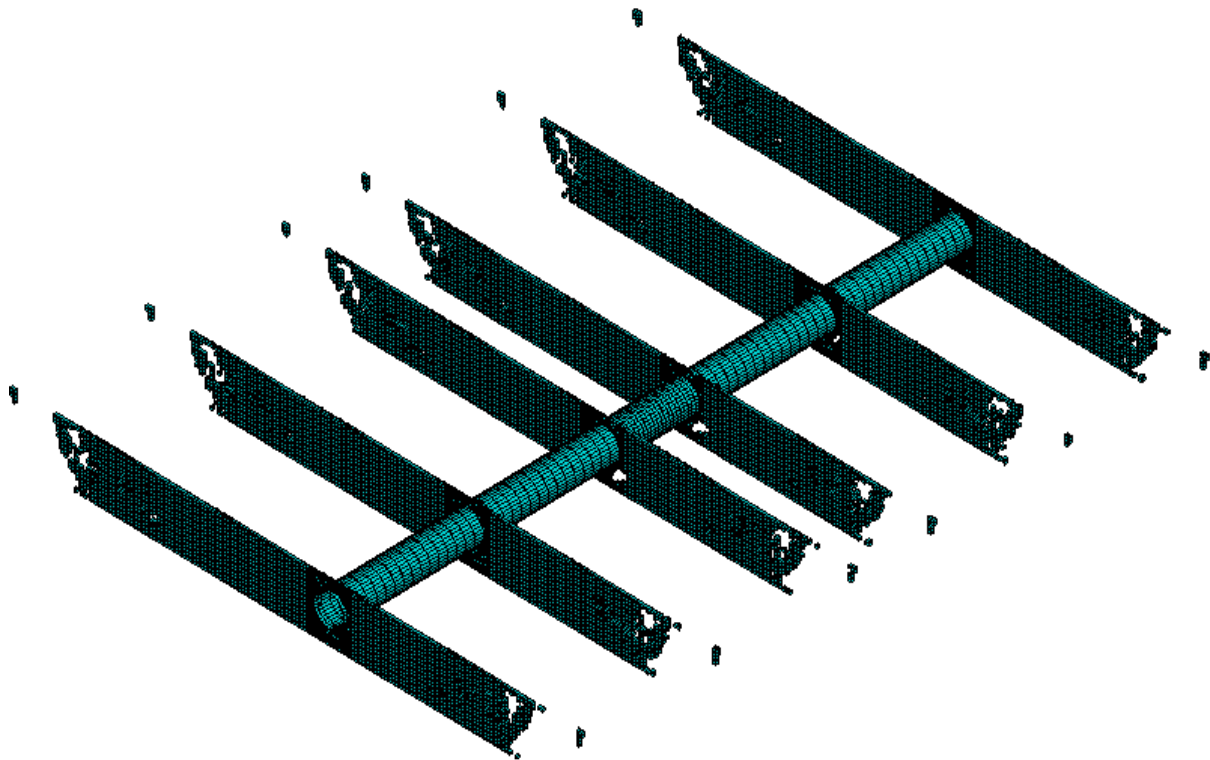


Figura 6.6 VVA_CP_2,5D. Representación de la topología óptima con distintos rangos de densidades

En la Fig. 6.7 se representan los elementos a mantener obtenidos en la optimización de topología, tomando dos valores límite de densidades distintos.



a) Elementos con densidades $\geq 0,112$

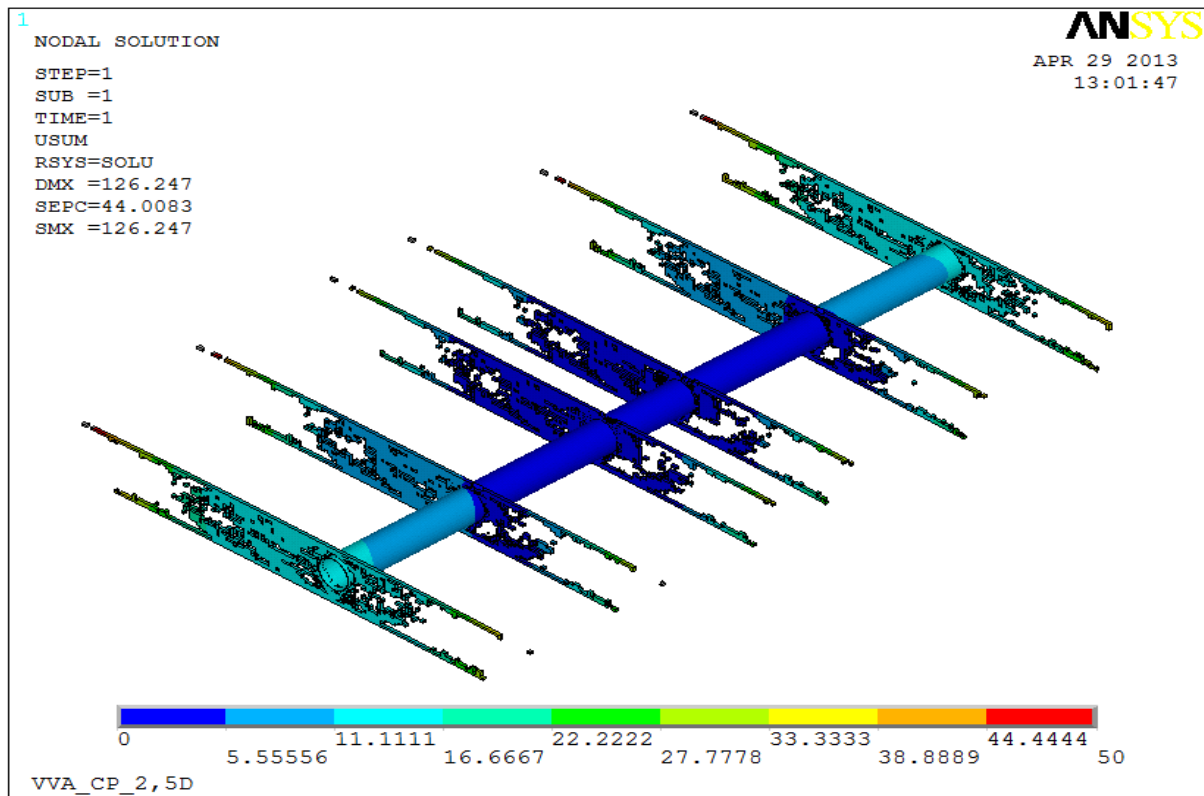


b) Elementos con densidades $\geq 0,04$

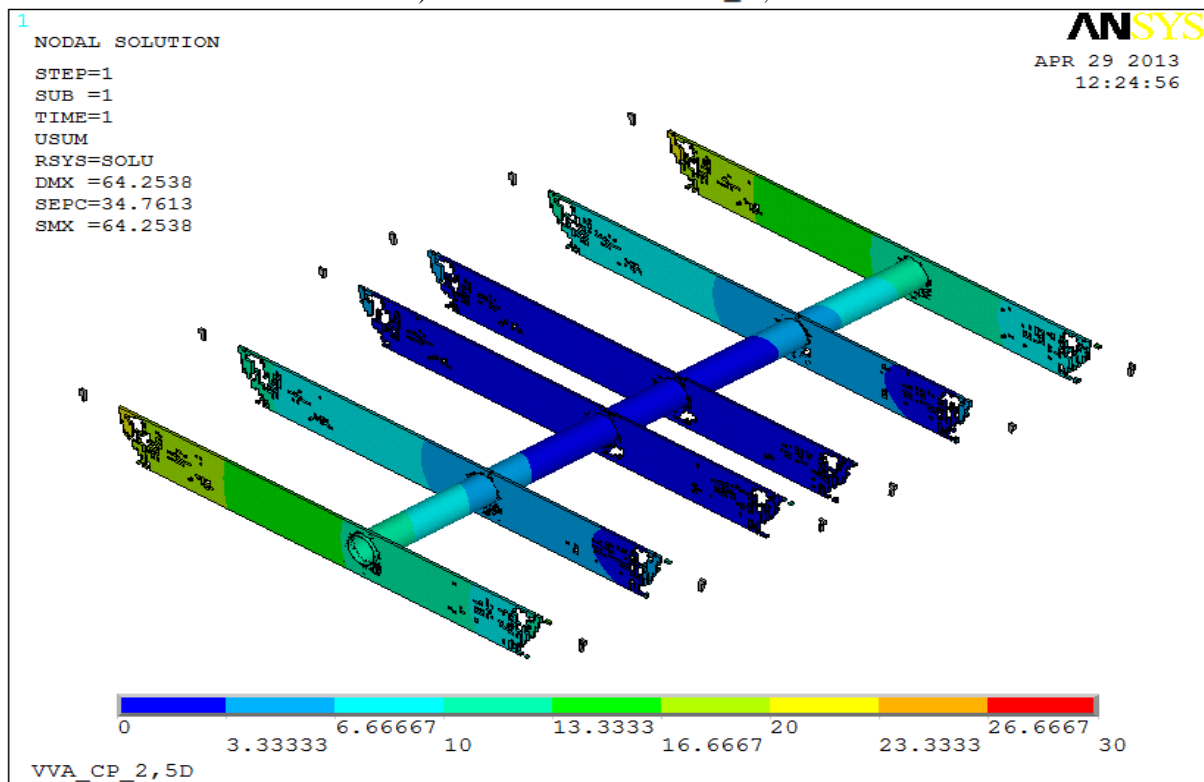
Figura 6.7 VVA_CP_2,5D. Elementos seleccionados de la optimización de topología

6.2.2.2 Resultados de desplazamientos

En la Fig 6.8 se muestran los desplazamientos obtenidos para los dos casos seleccionados.



a) Elementos con densidades $\geq 0,112$

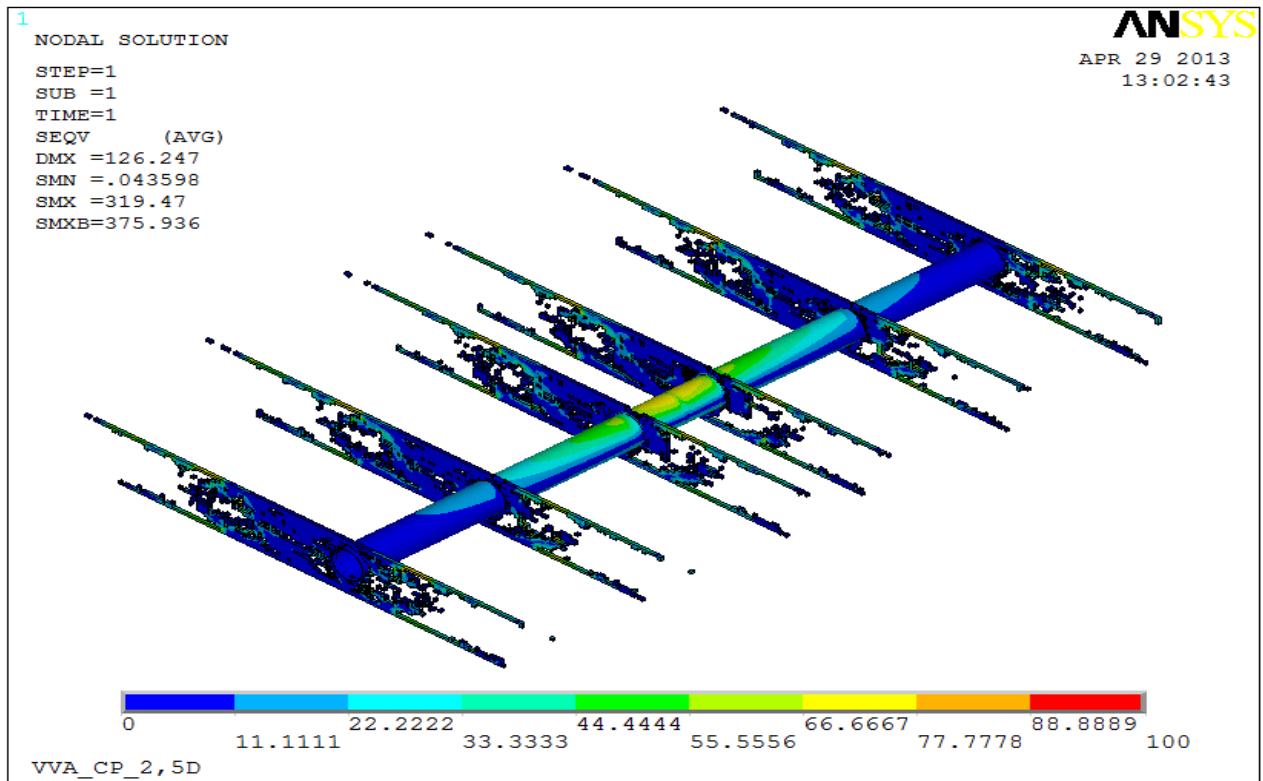


b) Elementos con densidades $\geq 0,04$

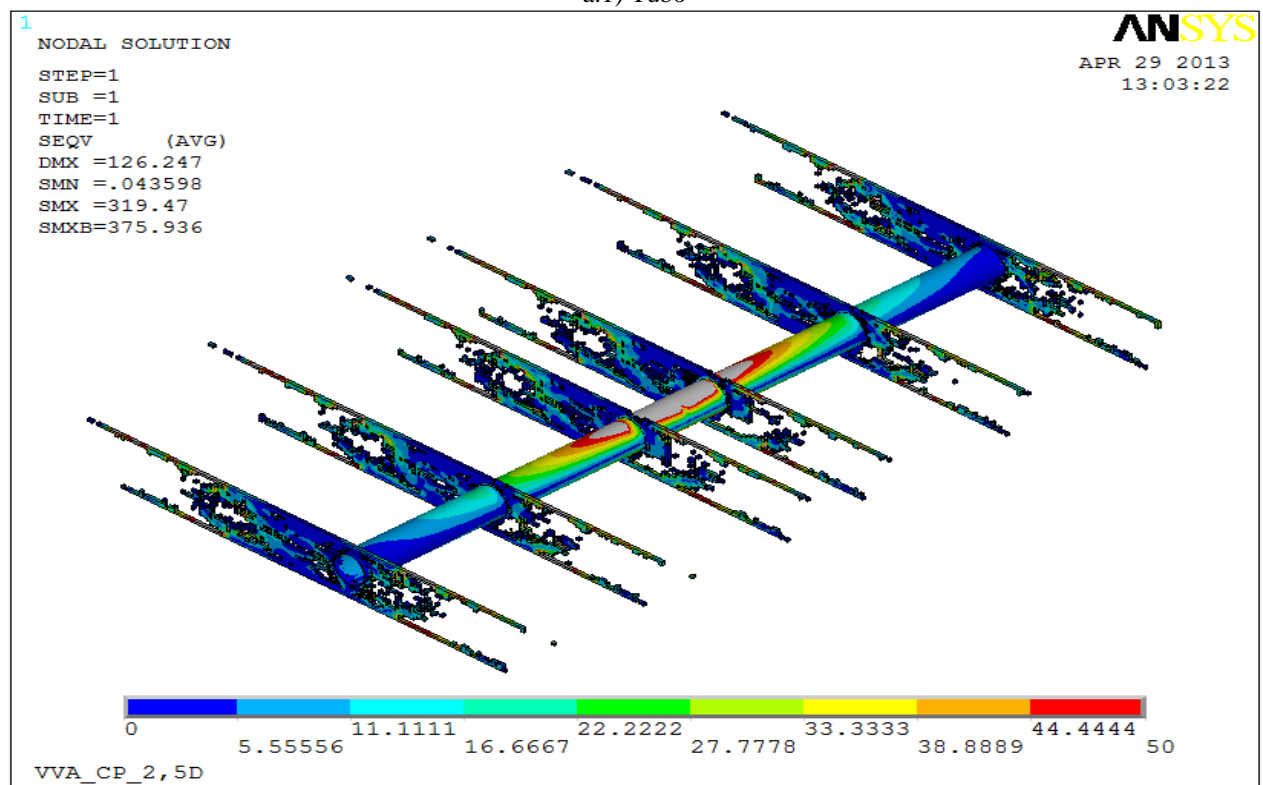
Figura 6.8 VVA_CP_2,5D. Resultados de desplazamientos (mm)

6.2.2.3 Resultados de tensiones

Los resultados obtenidos para las tensiones se muestran en la Fig. 6.9.

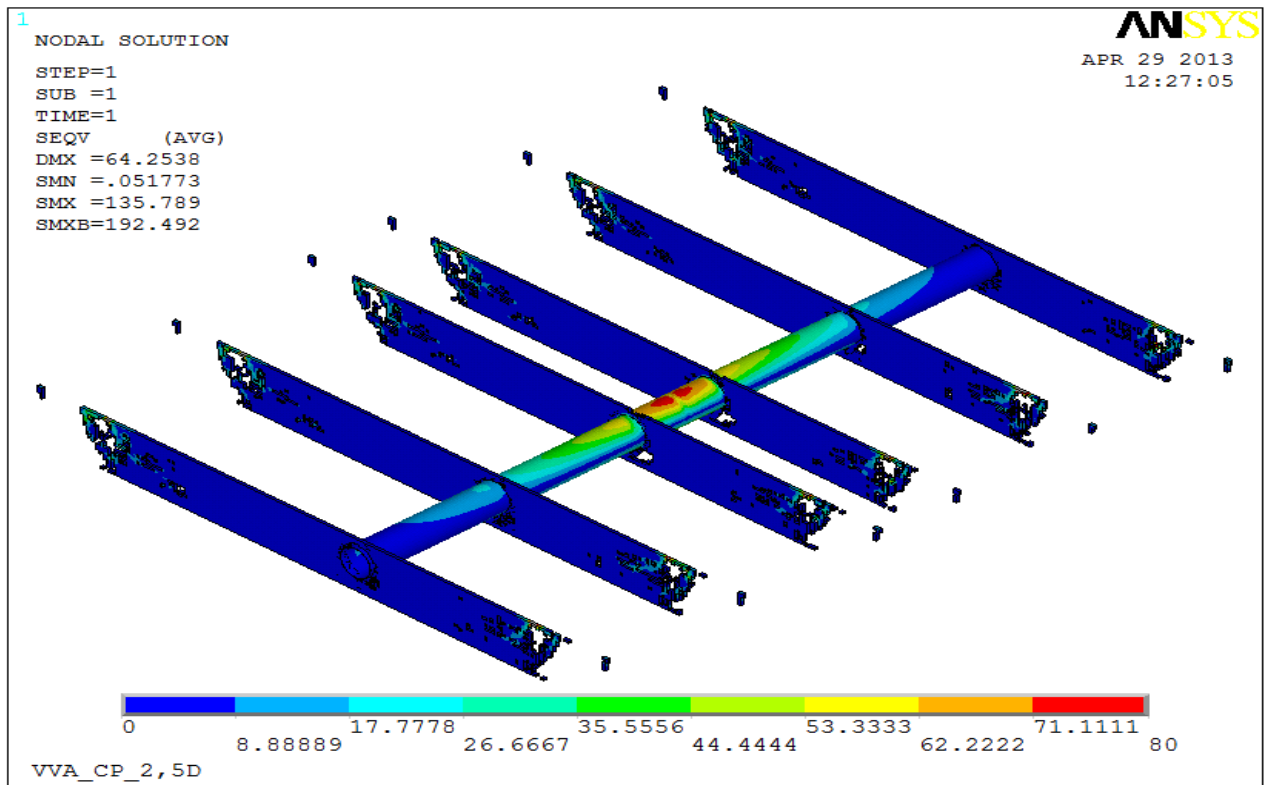


a.1) Tubo

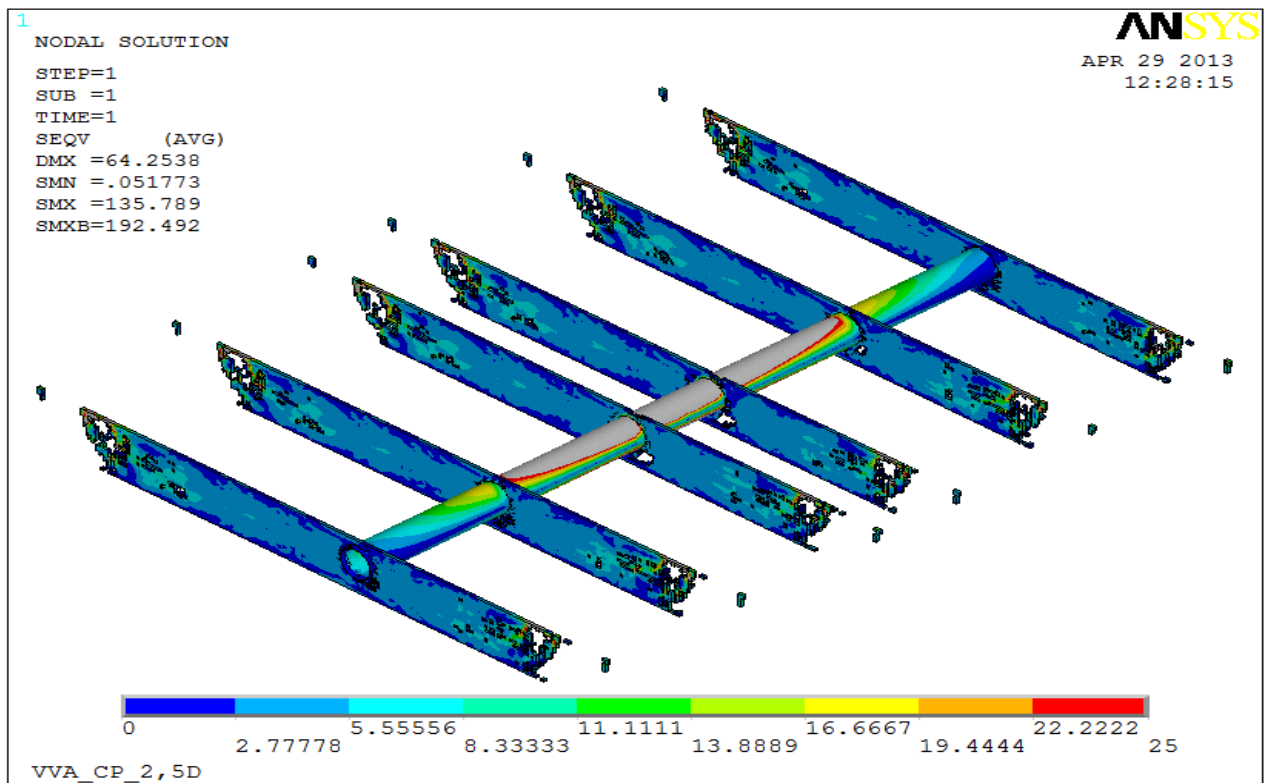


a.2) Placas

a) Elementos con densidades $\geq 0,112$.



b.1) Tubo



b.2) Placas

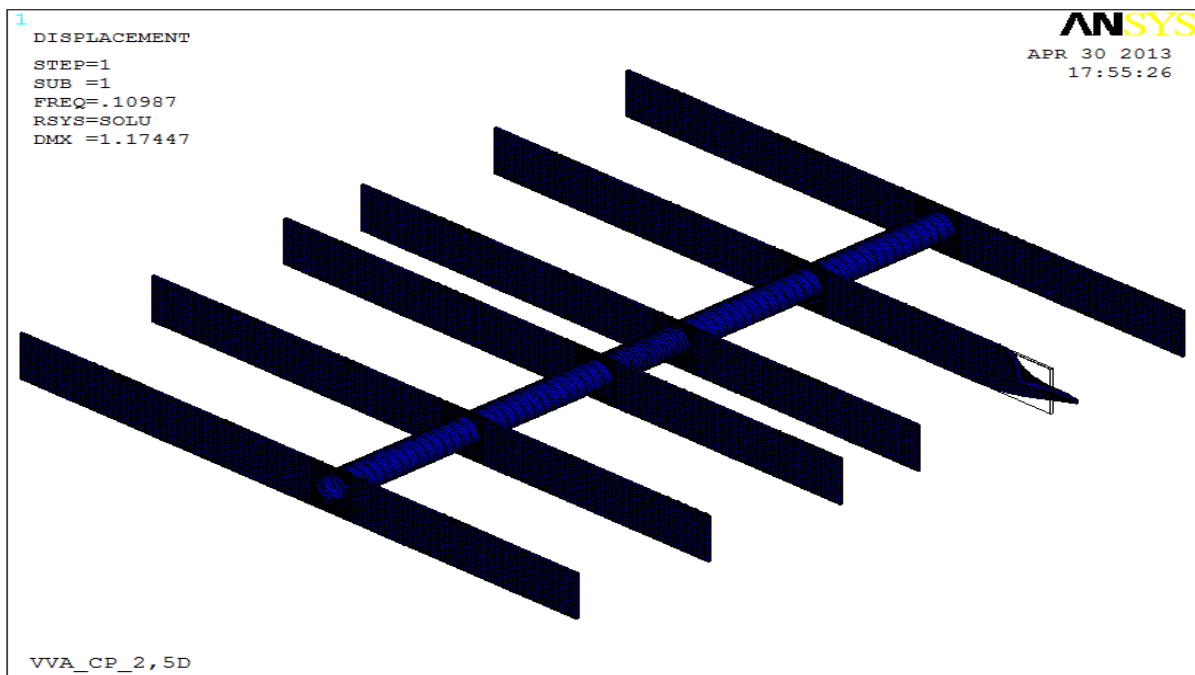
b) Elementos con densidades $\geq 0,04$ **Figura 6.9** VVA_CP_2,5D. Tensiones de Von Mises (MPa)

6.2.2.4 Carga crítica de pandeo

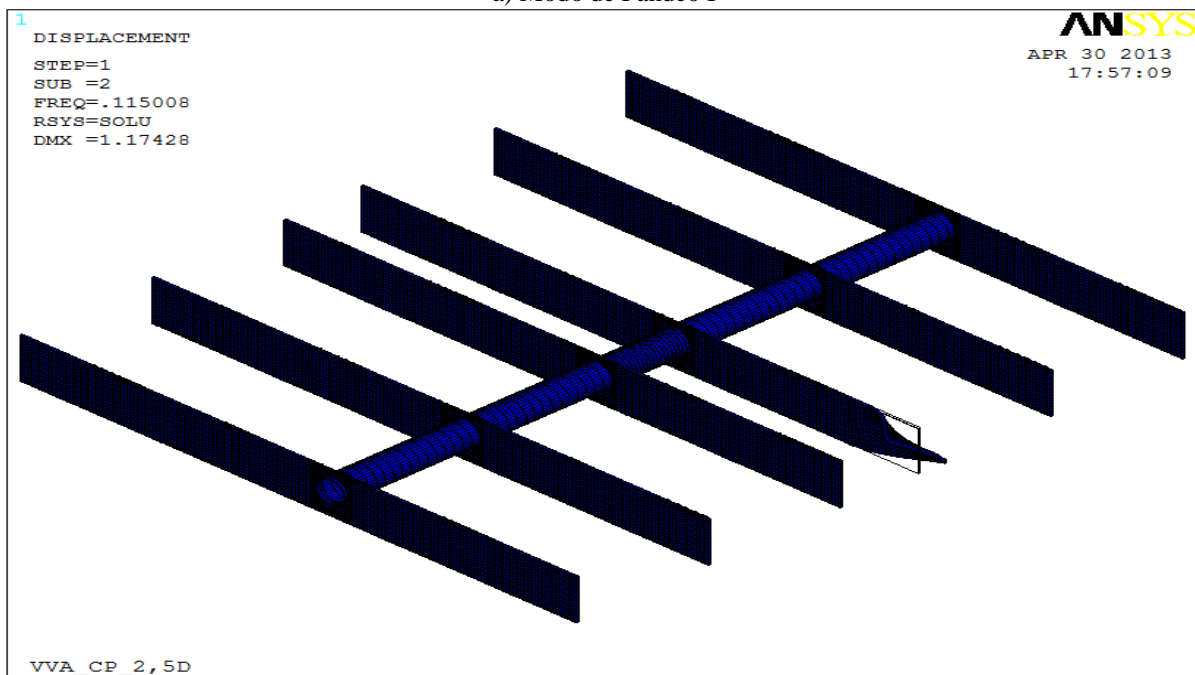
Tras ejecutar un análisis lineal de pandeo con ANSYS se obtiene la solución del problema de autovalores. Los factores de carga y modos de pandeo se muestran en las Fig 6.10 y 6.11

Modo de Pandeo	Multiplicador, λ
1	0,10987
2	0,11501
3	0,11733
4	0,11849

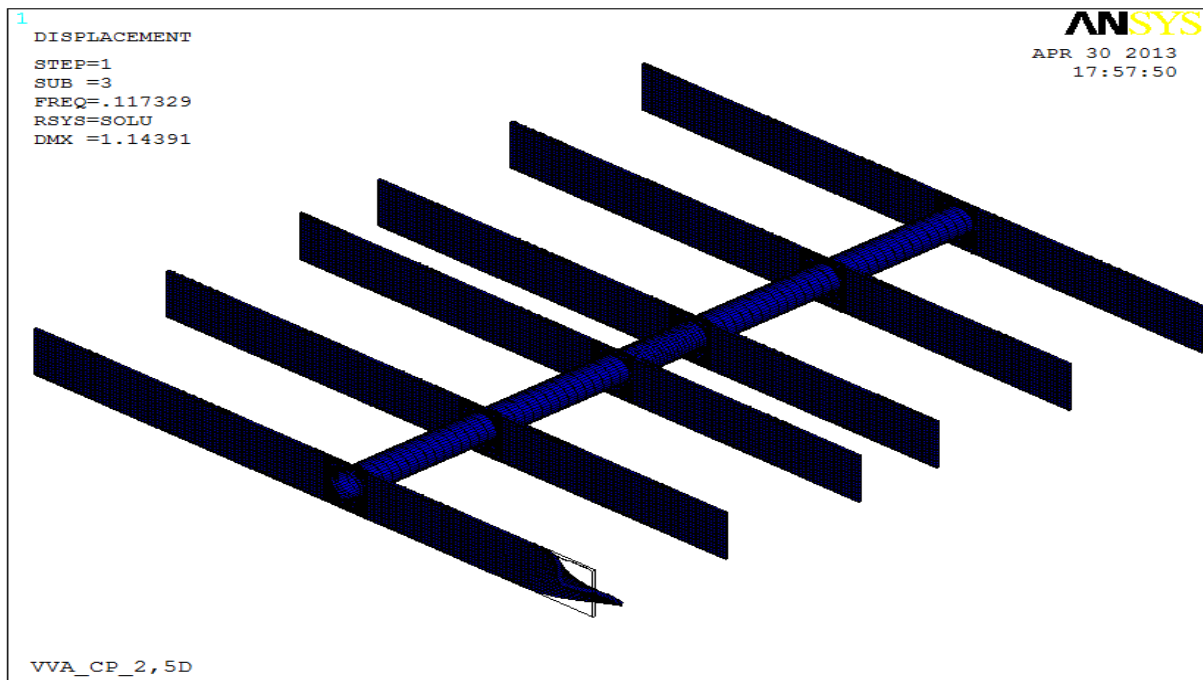
Figura 6.10 Factores de carga asociados a cada modo de pandeo



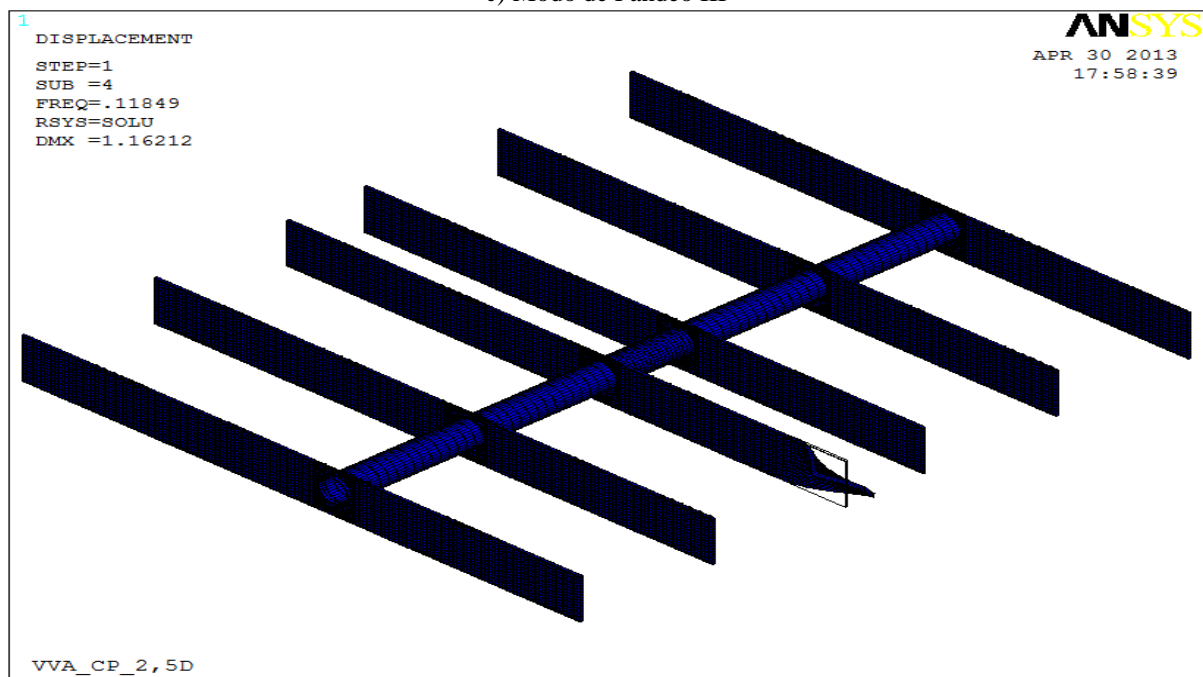
a) Modo de Pandeo I



b) Modo de Pandeo II



c) Modo de Pandeo III



d) Modo de Pandeo IV

Figura 6.11 VVA_CP_2,5D. Modos de Pandeo de la estructura

6.2.2.5 Análisis de resultados

El resultado de la optimización topológica, que se muestra en las Figuras 6.4 y 6.6, es coherente con los resultados obtenidos en el capítulo 5. Al ser este modelo una combinación del mismo elemento, se obtiene una optimización de topología muy similar en cada viga, a la obtenida para el caso de la misma viga aislada. Además la tipología de cercha se puede observar en la Fig. 6.6, a través de las distintas densidades de los elementos mostradas, de la misma manera que se observaba en la Figura 5.17 del anterior capítulo. Otros detalles que se observaron en el ejemplo de la viga aislada, como los elementos que se mantienen en los puntos de aplicación de la carga, se observan en este caso.

En lo referente a los valores de desplazamientos y tensiones, obtenidos sobre las estructuras optimizadas, se puede decir que son resultados coherentes y además en las vigas centrales, cuyas condiciones de contorno son las más parecidas al caso de la viga aislada, se obtienen valores muy próximos.

Los modos de pandeo obtenidos son satisfactorios, y corresponden realmente al primer modo de pandeo que se obtuvo en el ejemplo de la viga aislada, hecho que se observa también en los valores de los factores de carga, cuyos valores apenas difieren entre ellos ni con el primer factor de carga que se obtuvo en el apartado 5.3.2.4.

6.3 VIGAS EN VOLADIZO ASIMÉTRICAS SOMETIDAS A CARGAS PUNTUALES CON PLACAS TRANSVERSALES

6.3.1 Introducción

Este ejemplo corresponde a la optimización de topología espacial de los voladizos de la Fig. 6.12. La diferencia de este ejemplo con el presentado en el apartado 6.2 es que se han dispuesto placas transversales a las vigas, de manera que éstas quedan conectadas entre sí, formándose una estructura tipo emparrillado. Las placas transversales tienen el objetivo de actuar como arriostramientos, de manera que se obtengan menores desplazamientos, así como intentar que los modos de pandeo que se produzcan en la estructura sean más parecidos a los que se dan en la estructura real, puesto que la existencia de paneles solares impide que los modos de pandeo sean como los mostrados en el caso anterior (Figura 6.11). Las cargas son puntuales aplicadas sobre los puntos que se muestran en la figura. Todos los grados de libertad están restringidos en el tubo en el lugar que se muestra en la figura. Los elementos utilizados para el mallado son elementos sólidos con 20 nodos y tres grados de libertad por nodo (SOLID95).

Los datos de la figura se resumen en la Tabla 6.2.

Geometría		
Longitud voladizo izquierdo (mm)	L1	5887,5
Longitud voladizo derecho (mm)	L2	4517,5
Altura 1 (mm)	H1	400
Altura 2 (mm)	H2	600
Longitud mayor entre cargas (mm)	L3	815
Longitud menor entre cargas (mm)	L4	555
Distancia desde los extremos hasta la primera carga (mm)	L5	50
Distancia máxima entre placas (mm)	S1	2520
Distancia entre el apoyo fijo y la placa más cercana (mm)	S2	740
Diámetro exterior corona circular (mm)	D _e	560
Diámetro interior corona circular (mm)	D _i	554
Espesor de las cerchas y placas transversales (mm)	e	50
Materiales		
Módulo de elasticidad (GPa)	E	210
Coefficiente de Poisson	ν	0,3
Cargas		
Carga Puntual (kN)	P	0,5096

Tabla 6.2 Datos de vigas en voladizo asimétricas con placas transversales

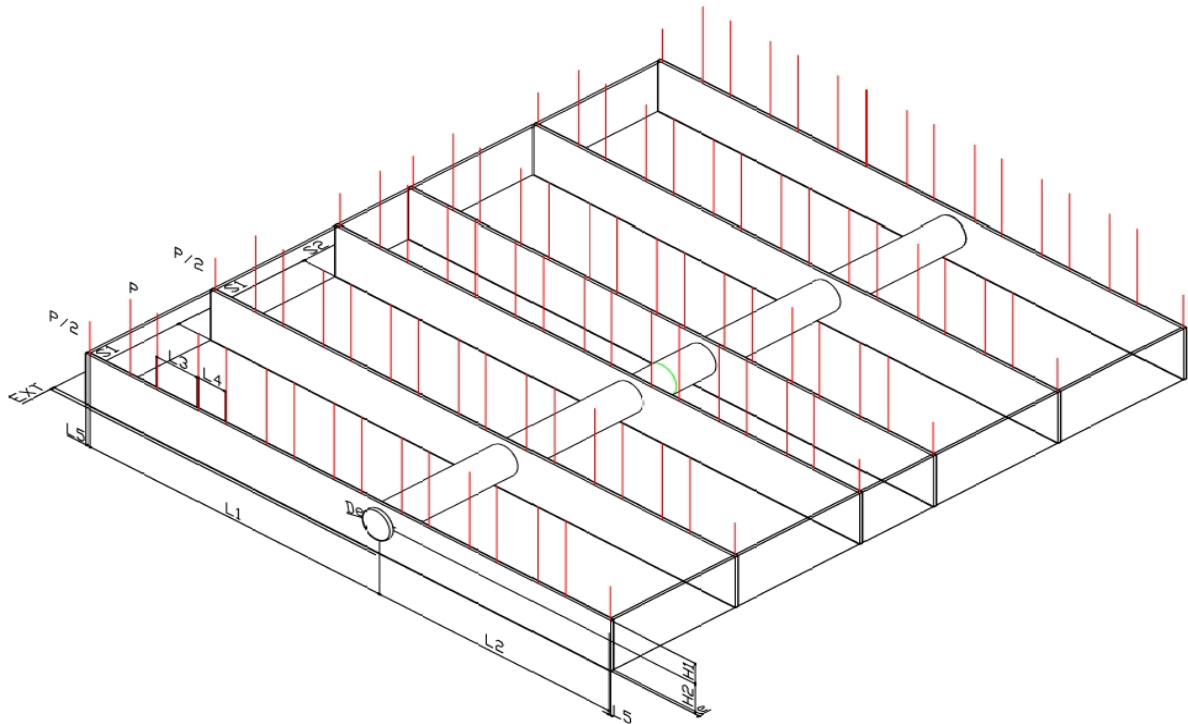


Figura 6.12 Vigas en voladizo asimétricas con placas transversales (VVA_CP_2,5D_Placas transversales).
Datos de geometría y cargas.

6.3.2 Vigas en voladizo asimétricas con placas transversales

En este caso, se ha efectuado un mallado mapeado en las zonas regulares de las placas, en donde el tamaño del elemento es de 50 mm a lo largo del eje X global, y de 40 mm (25 divisiones) en el eje Y global. Para las placas transversales se ha mallado de la misma manera. Los volúmenes de las placas donde se sitúa el tubo están mallados con un tamaño de elemento de 50 mm, utilizando tetrahedrales (mallado libre). Por último, sobre el tubo se ha realizado un mallado de barrido, con elementos no optimizables, dividiendo la circunferencia en 35 elementos, de manera que se garantice la continuidad de la malla. La malla resultante consta de 62401 elementos. El objetivo es la minimización de la “compliance” para una reducción de volumen del 85%.

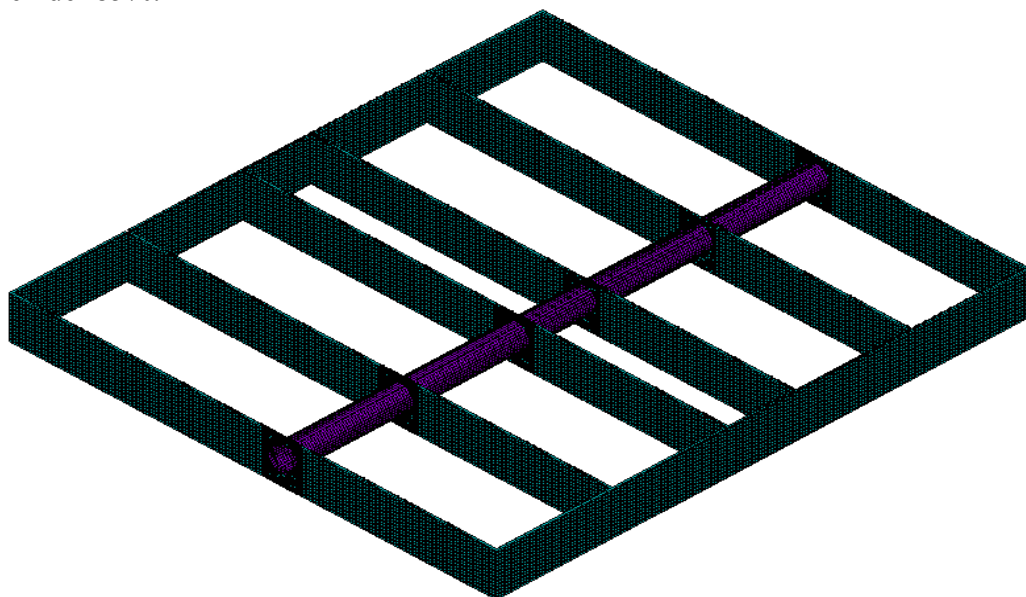


Figura 6.13 VVA_CP_2,5D_Placas transversales. Modelo de elementos finitos

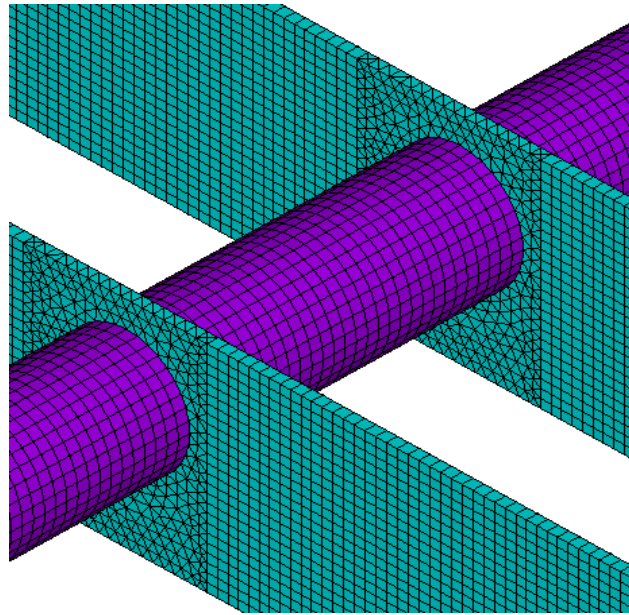
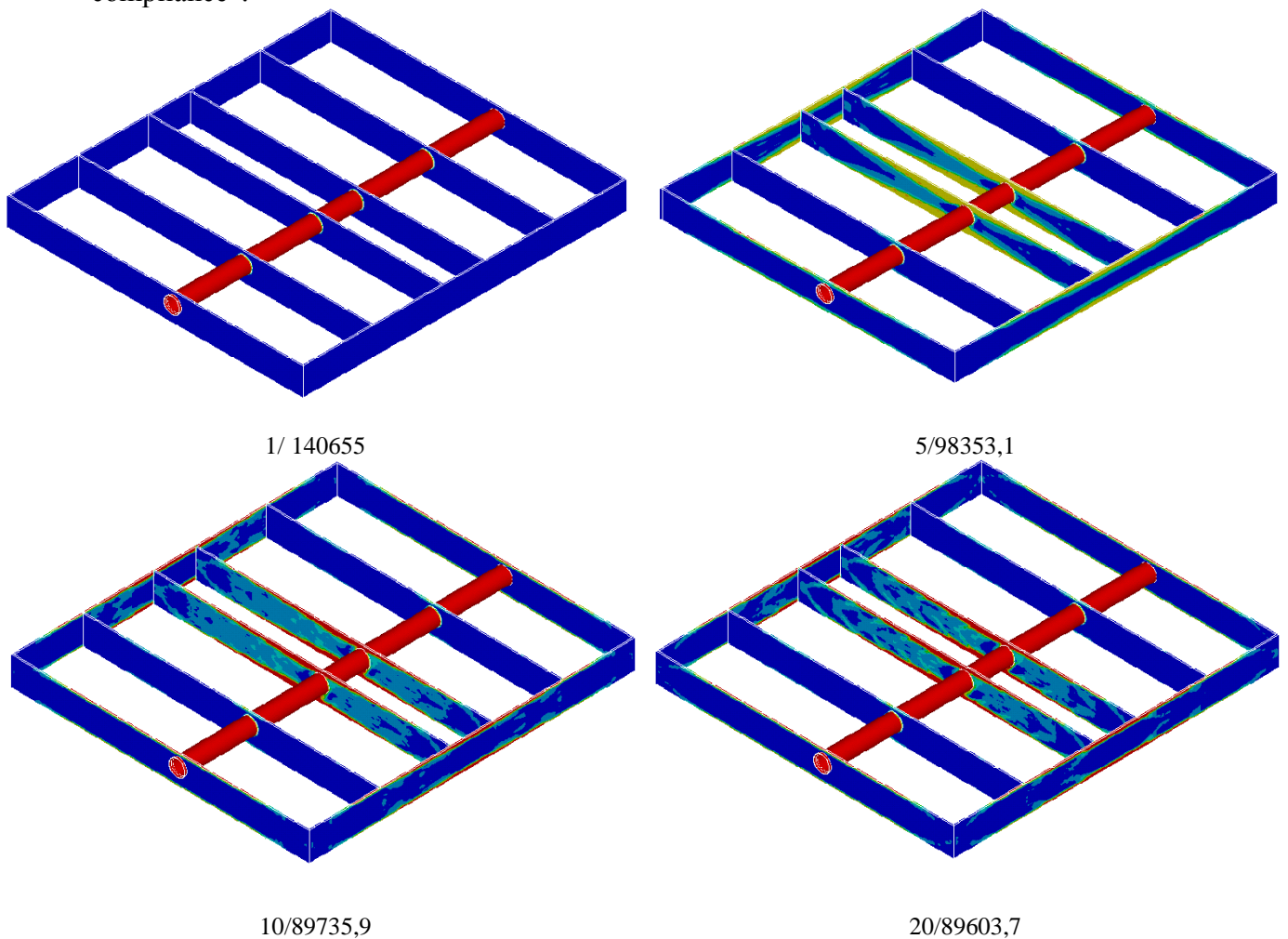
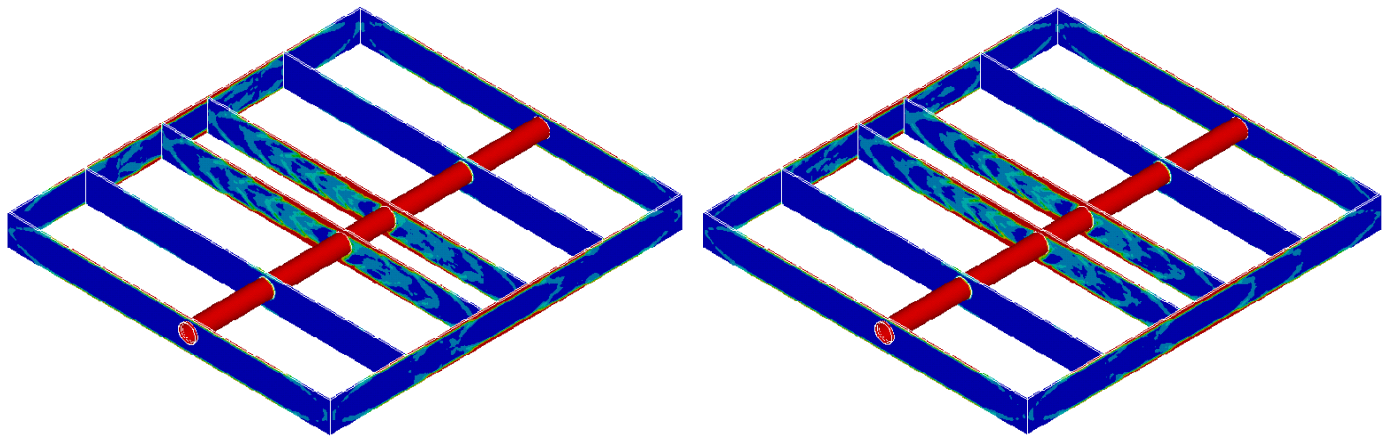


Figura 6.14 VVA_CP_2,5D_Placas transversales. Detalle de la malla

6.3.2.1 Resultados de la optimización de topología

En la Fig. 6.15 se muestran el diseño inicial, algunas iteraciones intermedias, y la topología óptima final para una reducción de volumen del 85%, habiéndose utilizado para ello el método OC. En cada una de las figuras se indica el número de la iteración y el valor de la “compliance”.





30/89570,6

39/89500

Figura 6.15 VVA_CP_2,5D_Placas transversales. Evolución de la topología (Iteración/"compliance")

En la Fig. 6.16 se muestra la evolución de la "compliance" para una reducción de volumen del 85%.

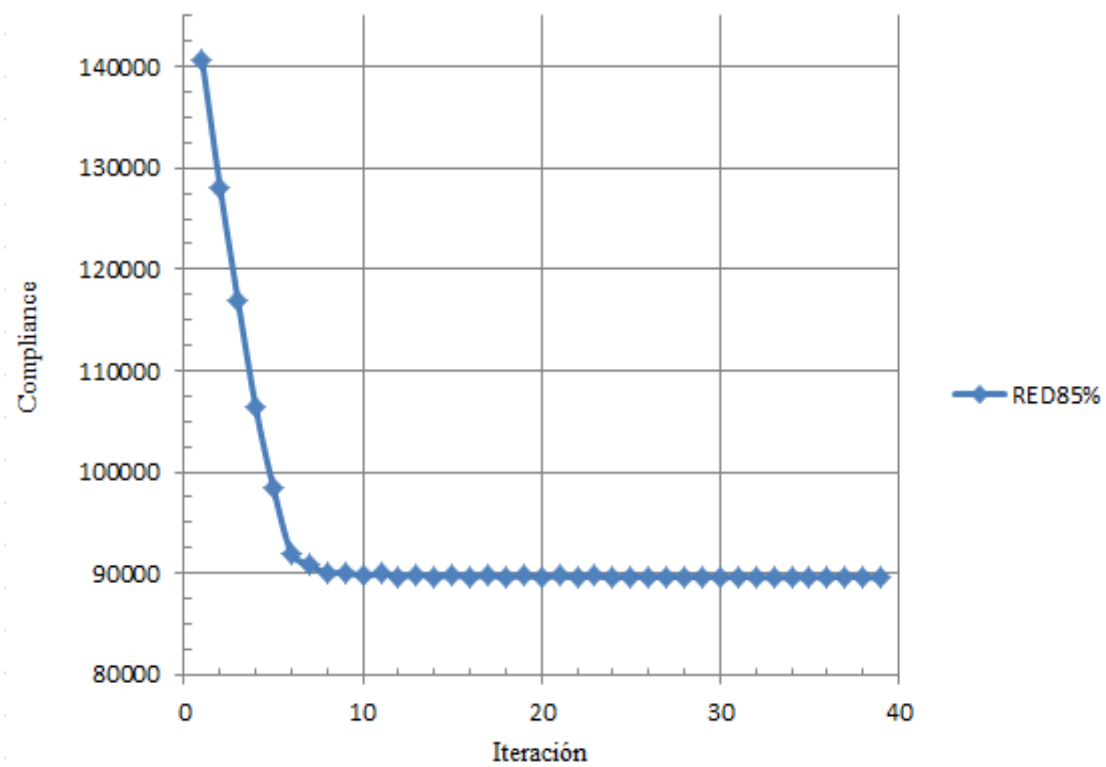
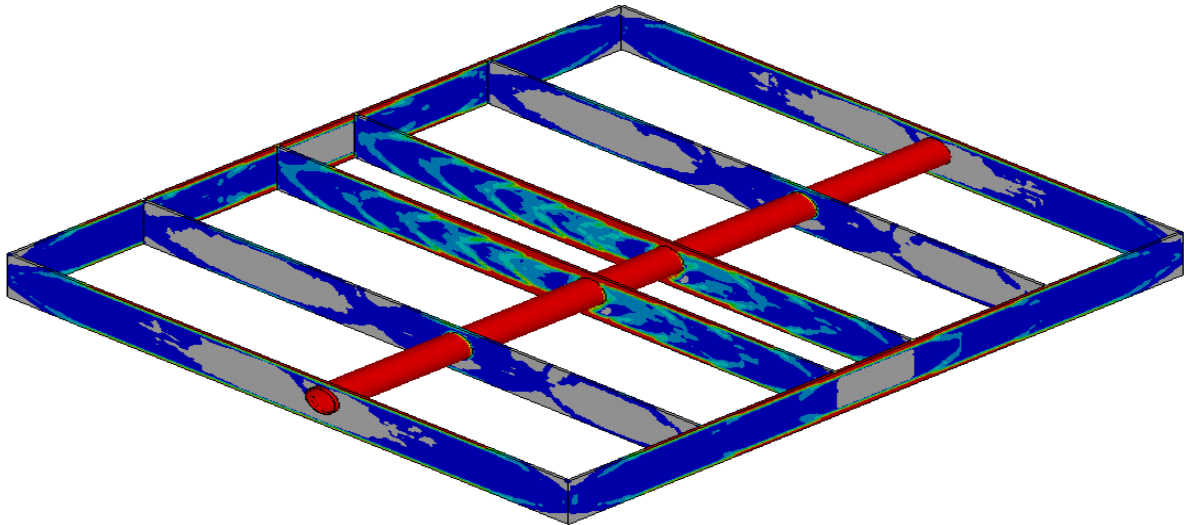
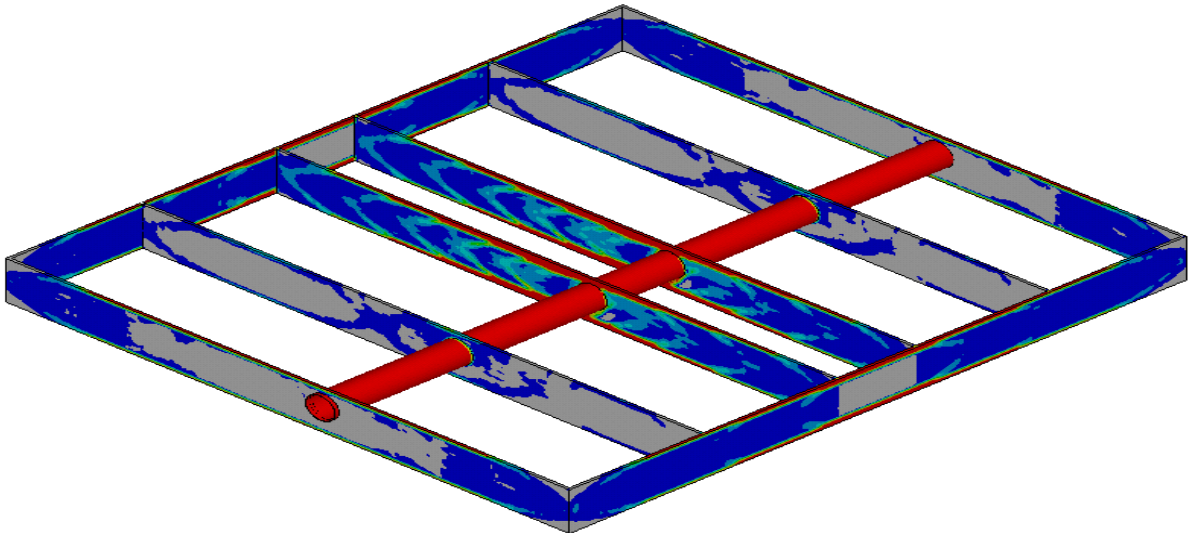


Figura 6.16 VVA_CP_2,5D_Placas transversales. Evolución de la "compliance" (RED85%)

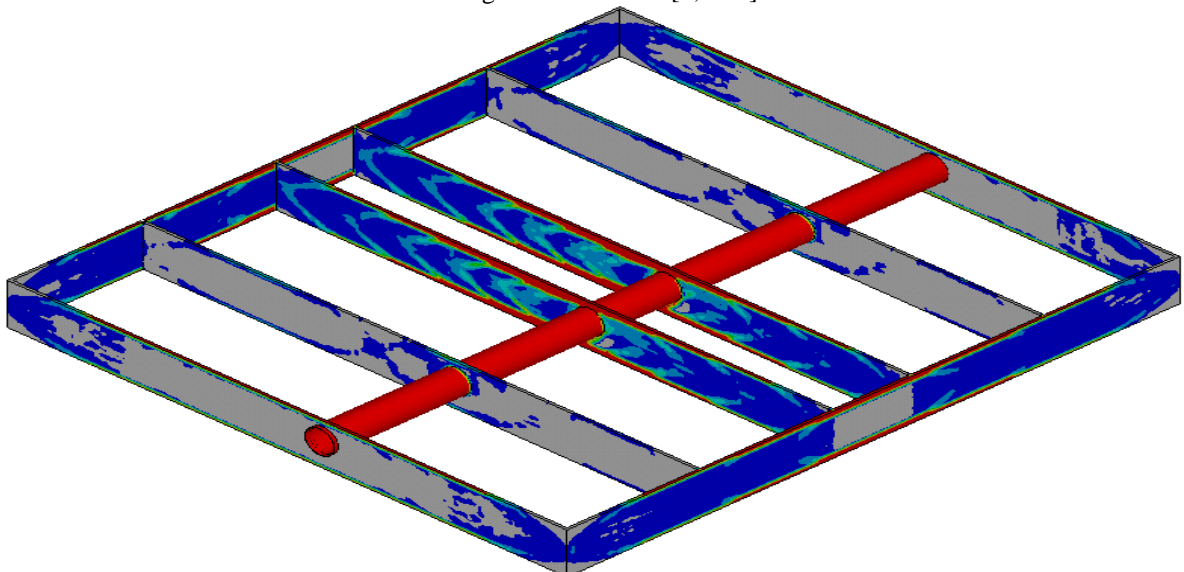
En la Fig. 6.17 se muestran los resultados de topología óptima para distintos rangos de densidades de los elementos.



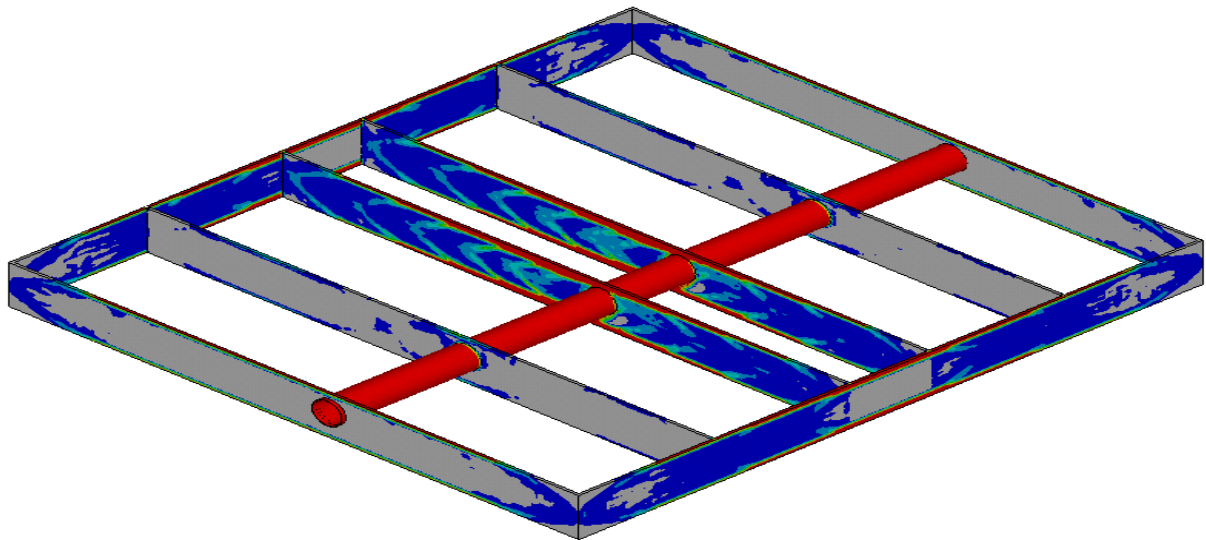
Rango de densidades [0,02-1].



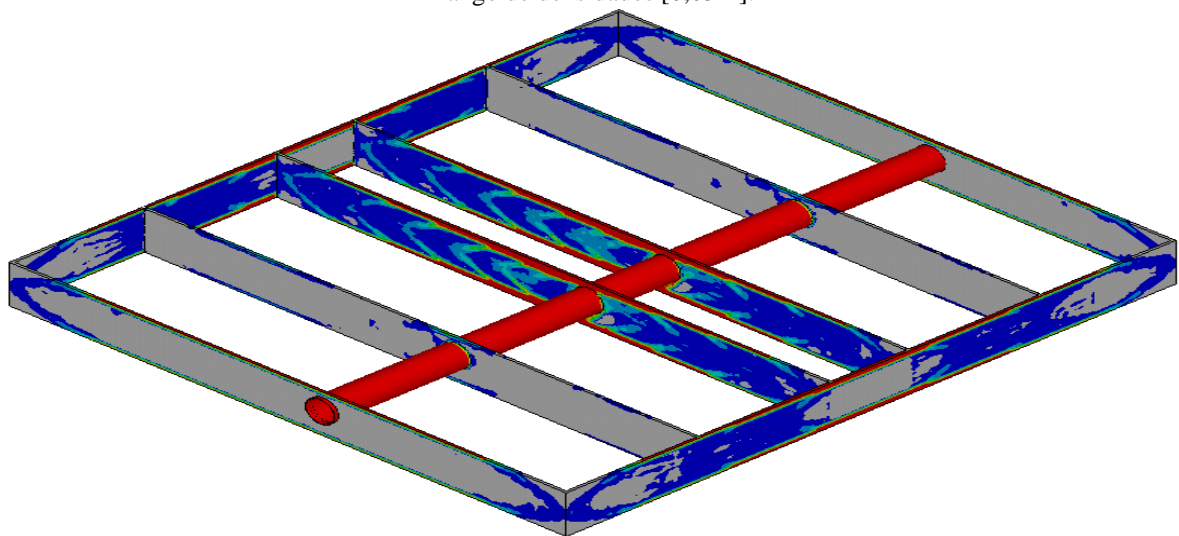
Rango de densidades [0,03-1].



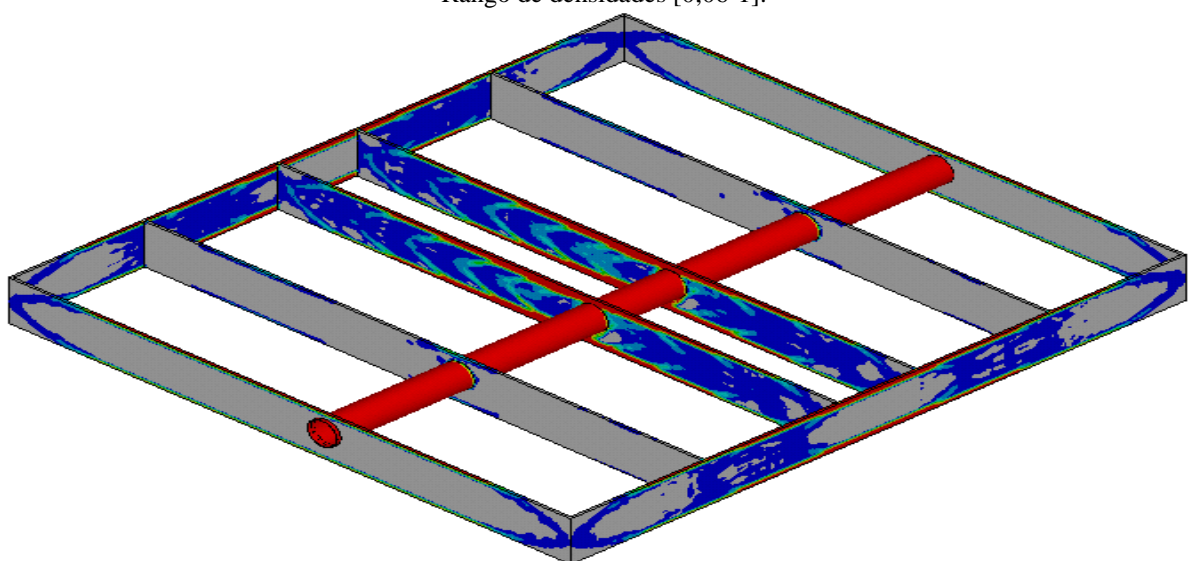
Rango de densidades [0,04-1].



Rango de densidades [0,05-1].



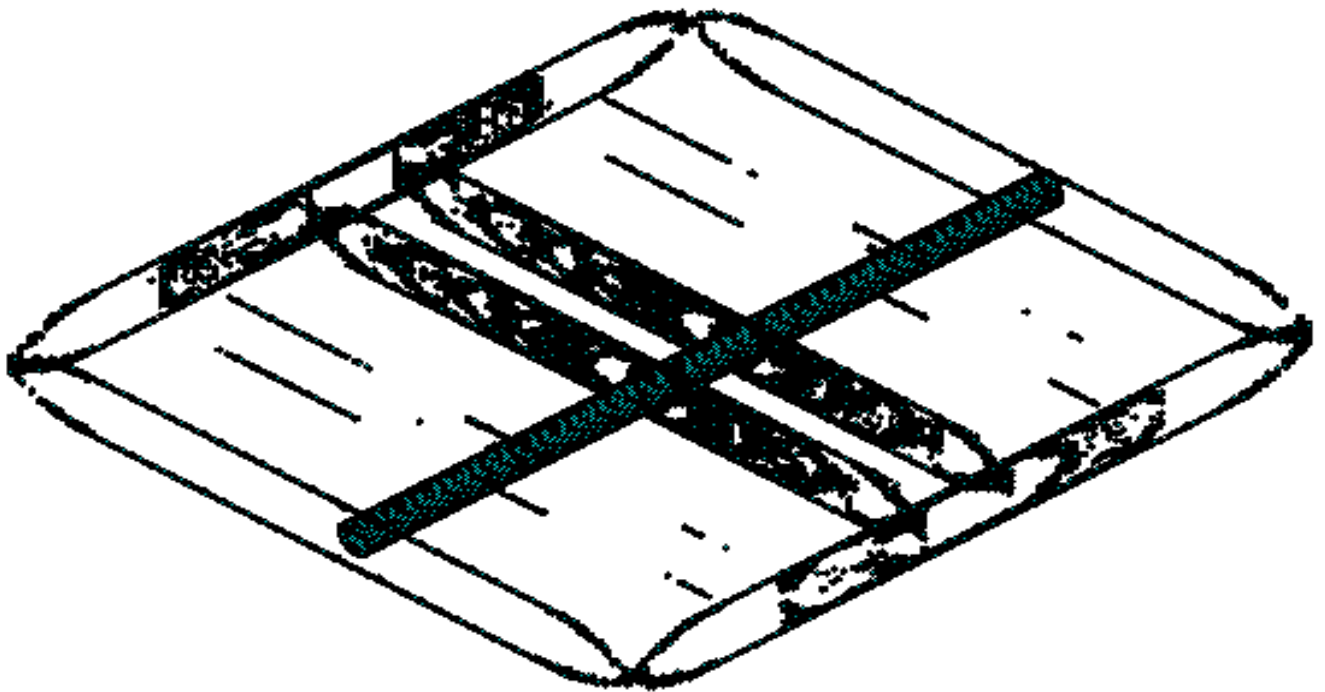
Rango de densidades [0,06-1].



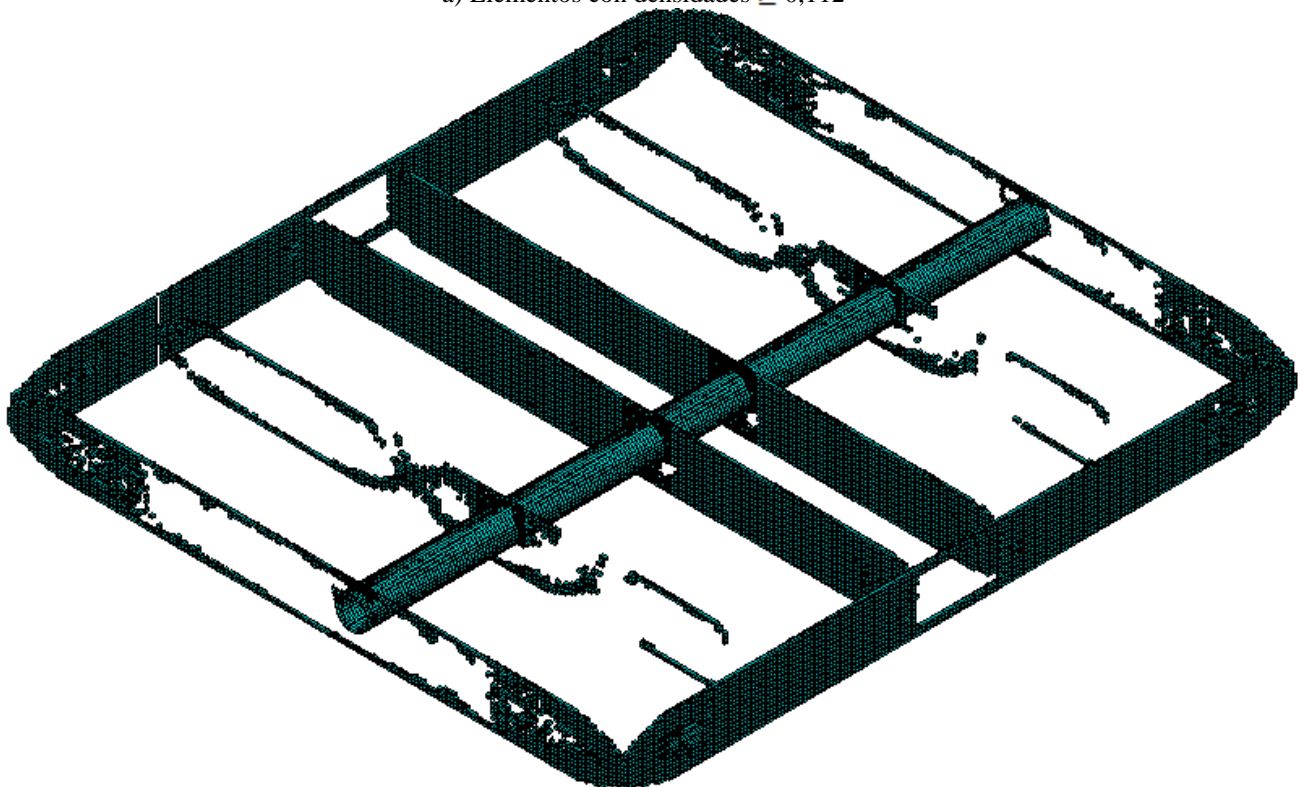
Rango de densidades [0,07-1].

Figura 6.17 VVA_CP_2,5D_Placas transversales. Representación de la topología óptima con distintos rangos de densidades

En la Fig. 6.18 se representan los elementos a mantener obtenidos en la optimización de topología, tomando dos valores límite de densidades distintos.



a) Elementos con densidades $\geq 0,112$

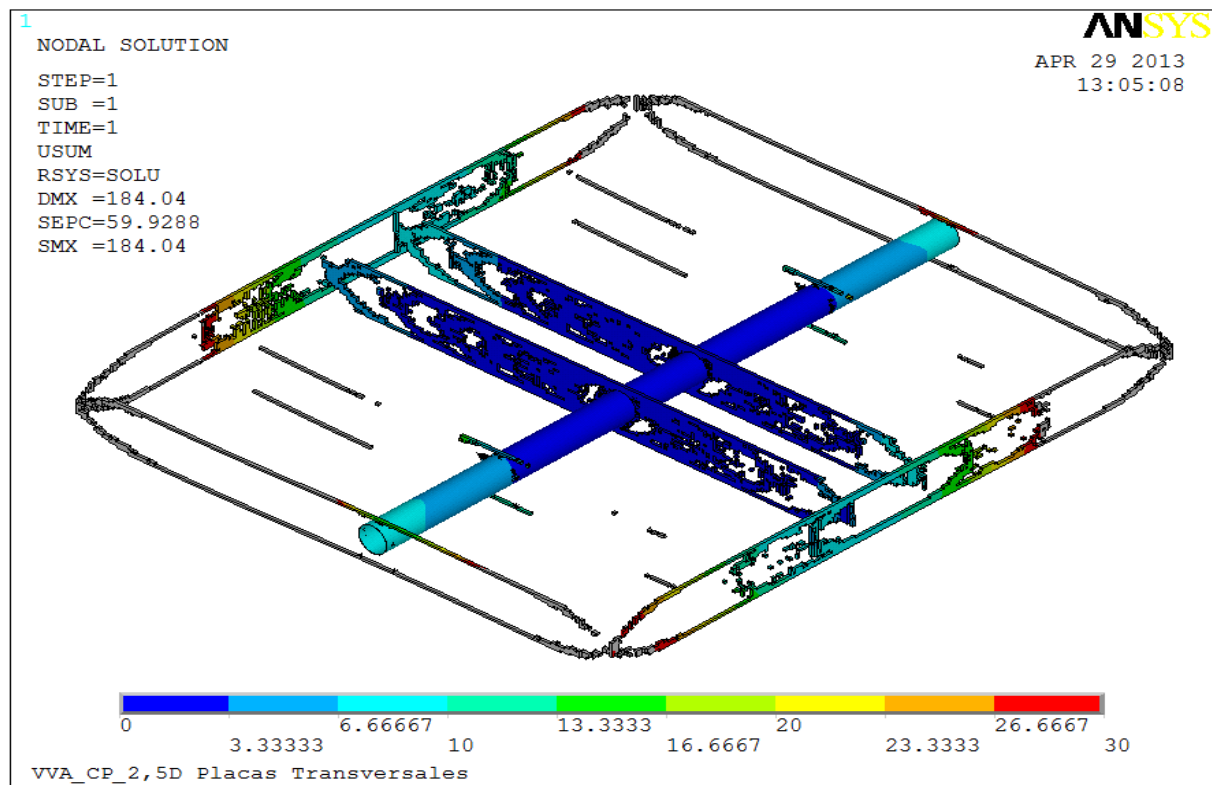


b) Elementos con densidades $\geq 0,04$

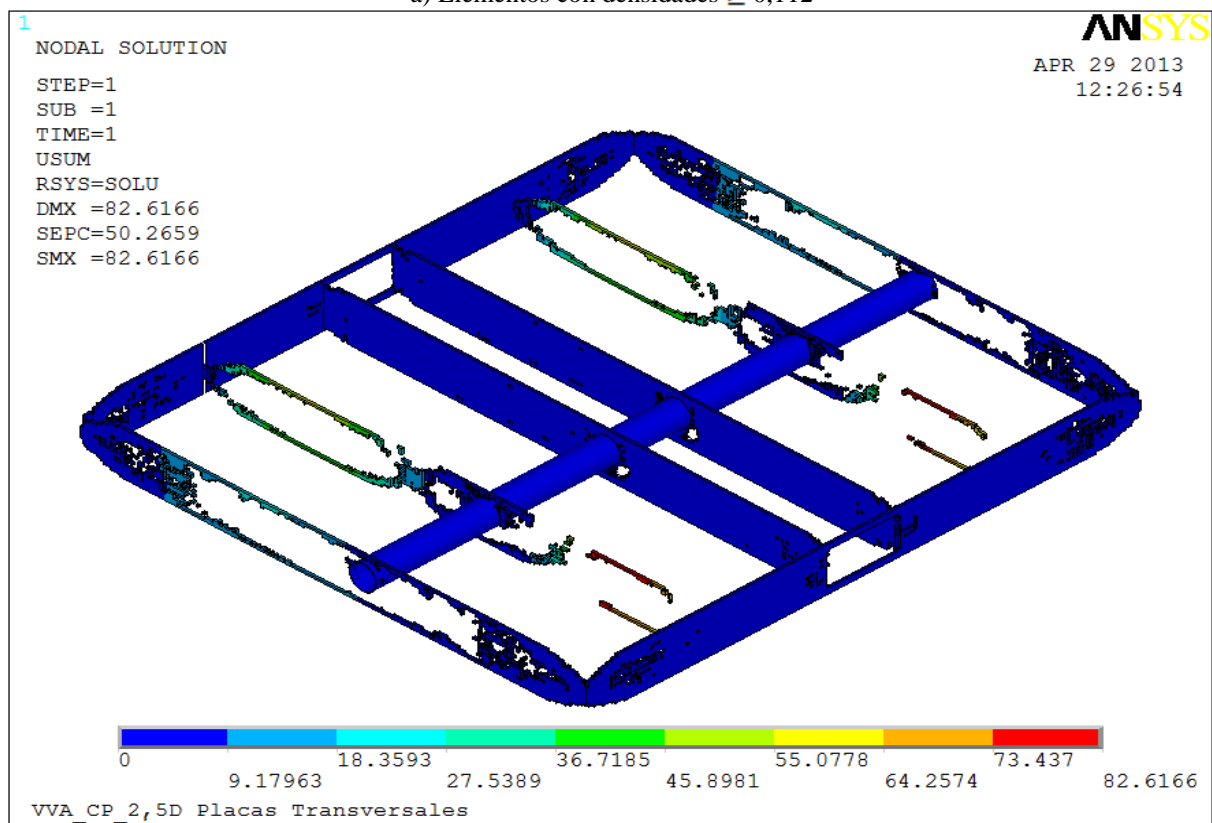
Figura 6.18 VVA_CP_2,5D_Placas transversales. Elementos seleccionados de la optimización de topología

6.3.2.2 Resultados de desplazamientos

En la Fig 6.19 se muestran los desplazamientos obtenidos para los dos casos seleccionados.



a) Elementos con densidades $\geq 0,112$

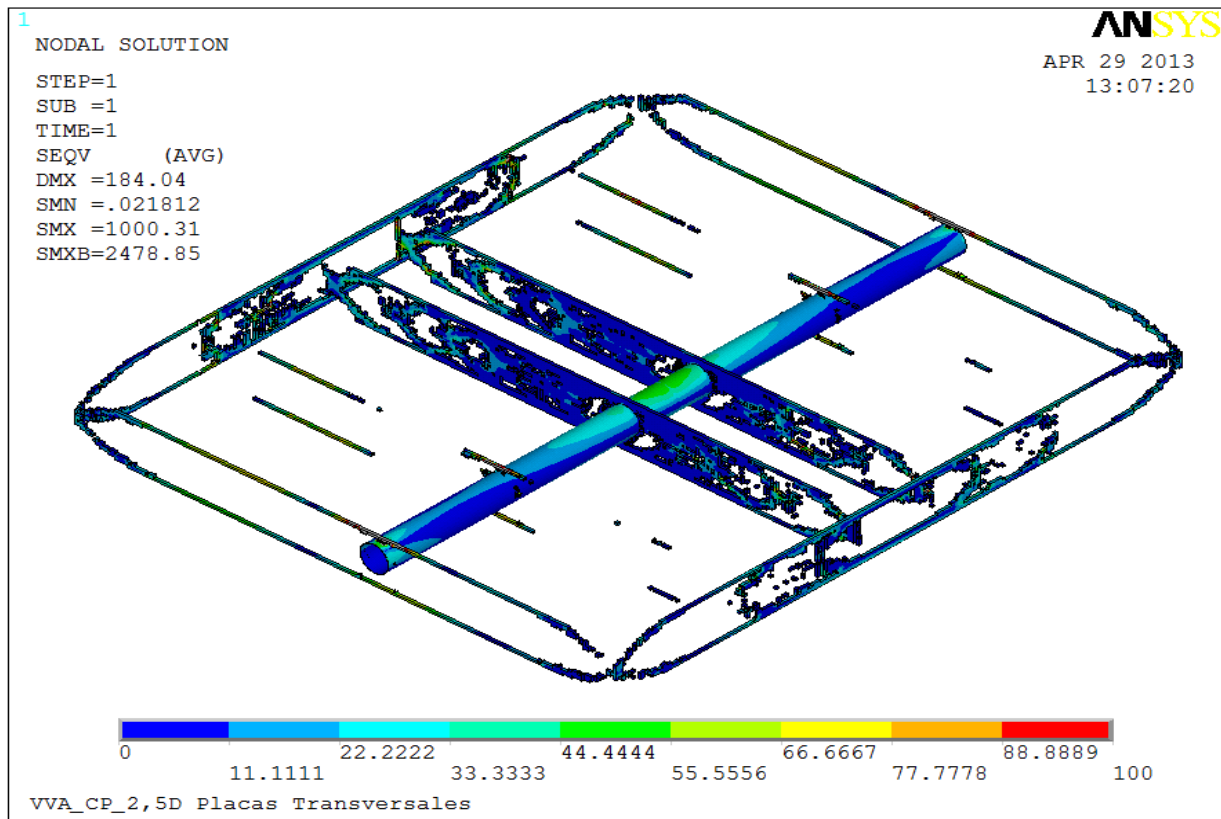


b) Elementos con densidades $\geq 0,04$

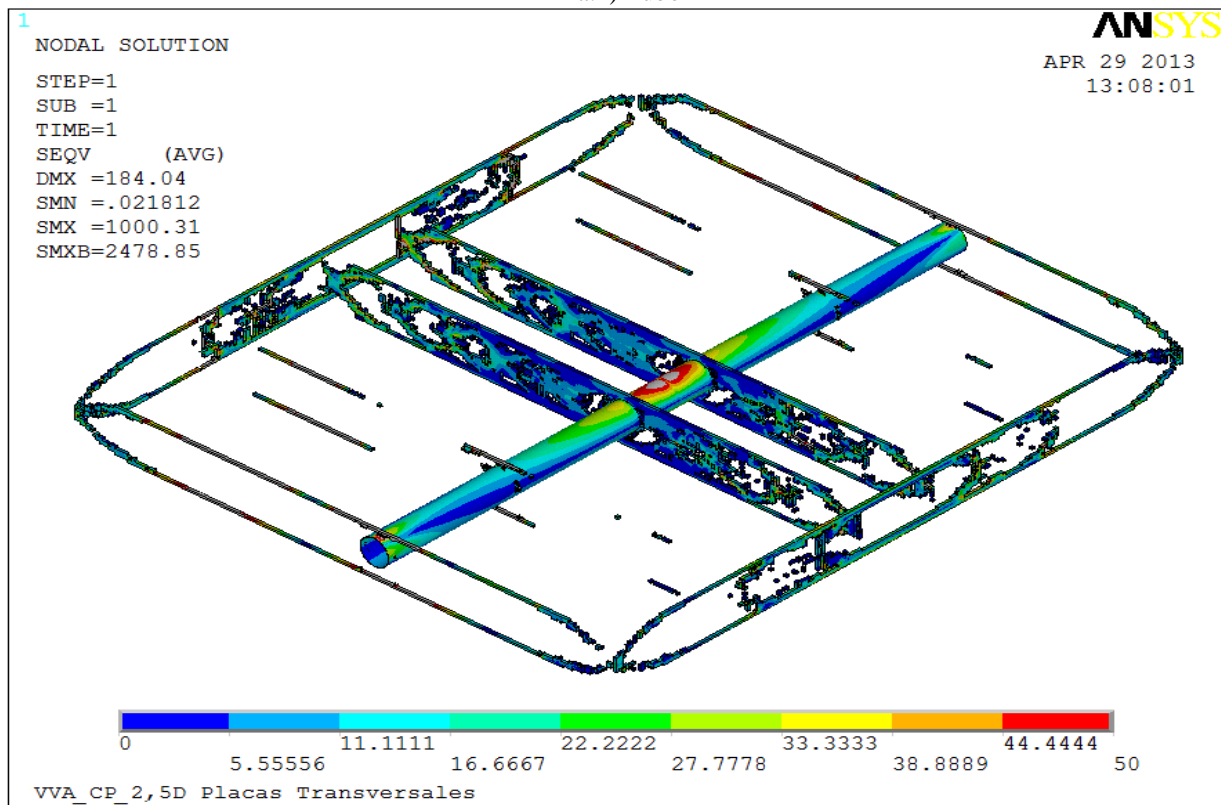
Figura 6.19 VVA_CP_2,5D_Placas transversales. Resultados de desplazamientos (mm)

6.3.2.3 Resultados de tensiones

Los resultados obtenidos para las tensiones se muestran en la Fig. 6.20.

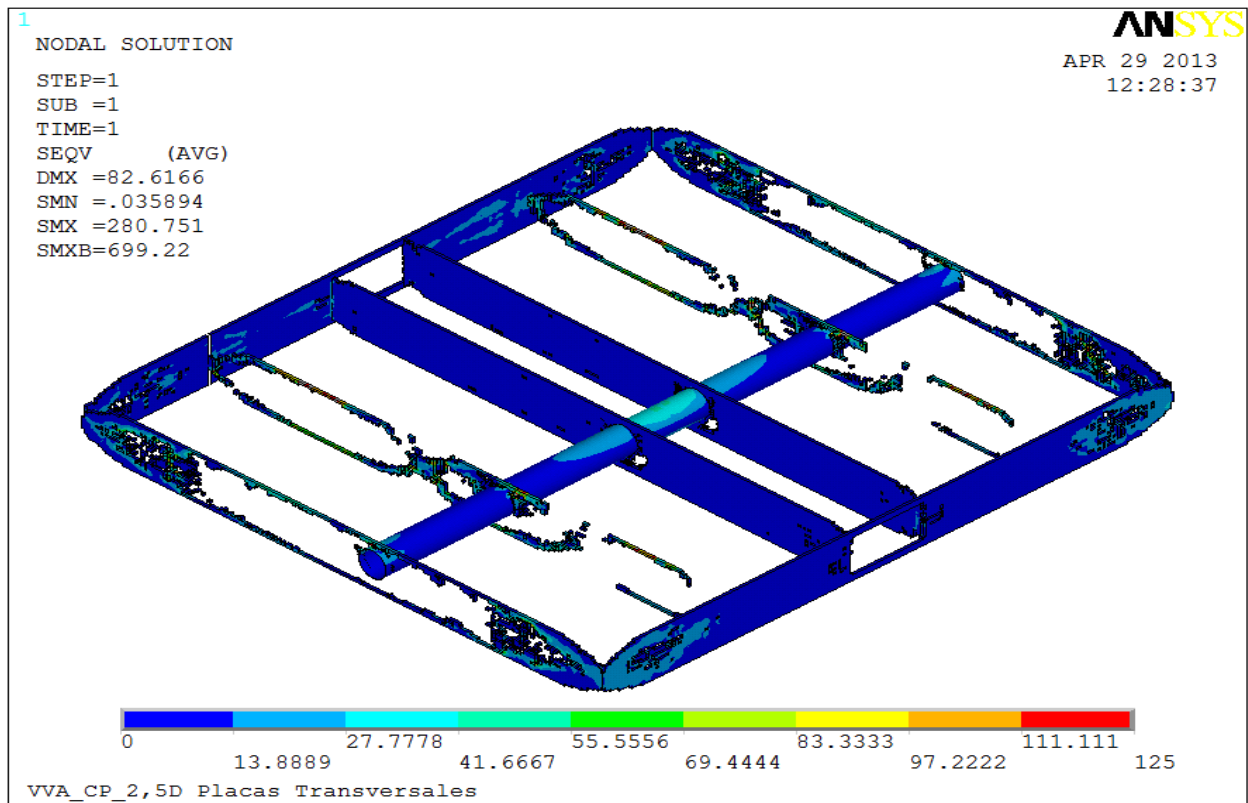


a.1) Tubo

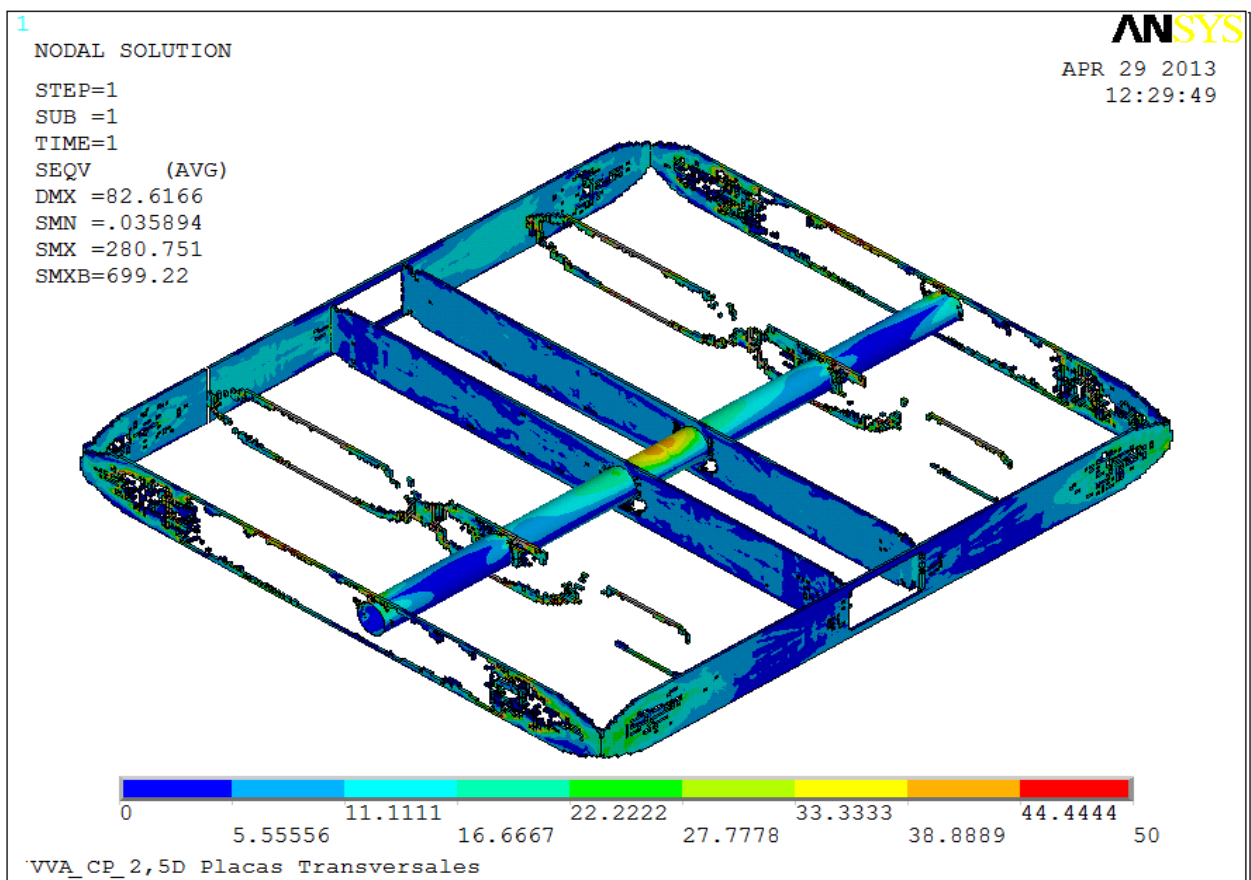


a.2) Placas

a) Elementos con densidades $\geq 0,112$.



b.1) Tubo



b.2) Placas

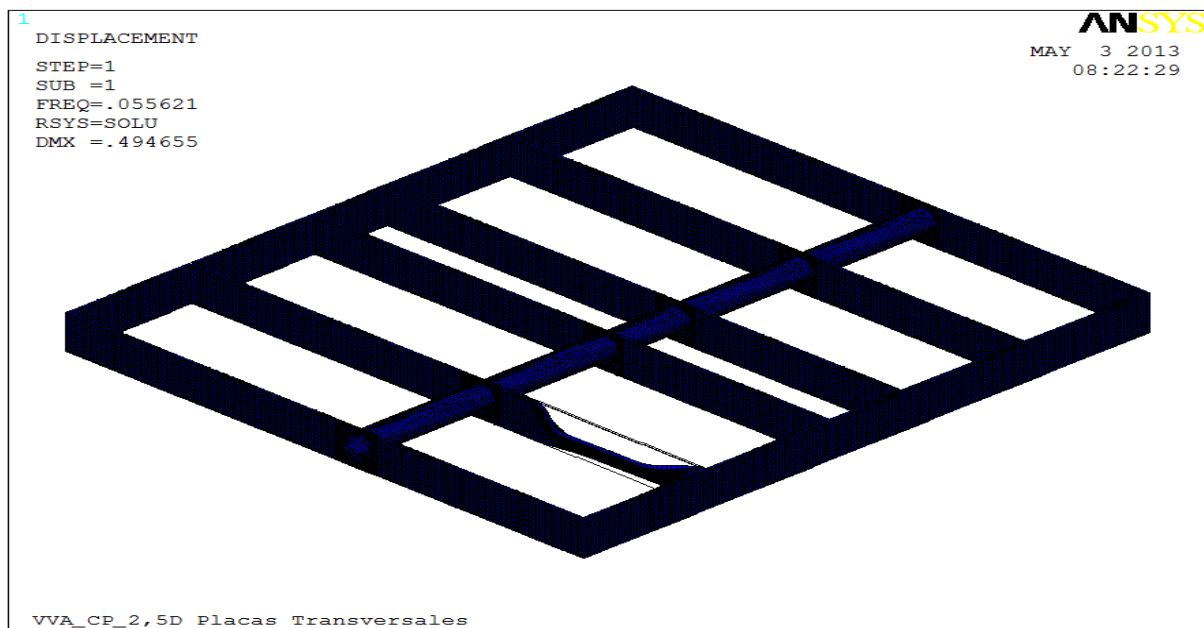
b) Elementos con densidades $\geq 0,04$ **Figura 6.20** VVA_CP_2,5D_Placas transversales. Tensiones de Von Mises (MPa)

6.3.2.4 Carga crítica de pandeo

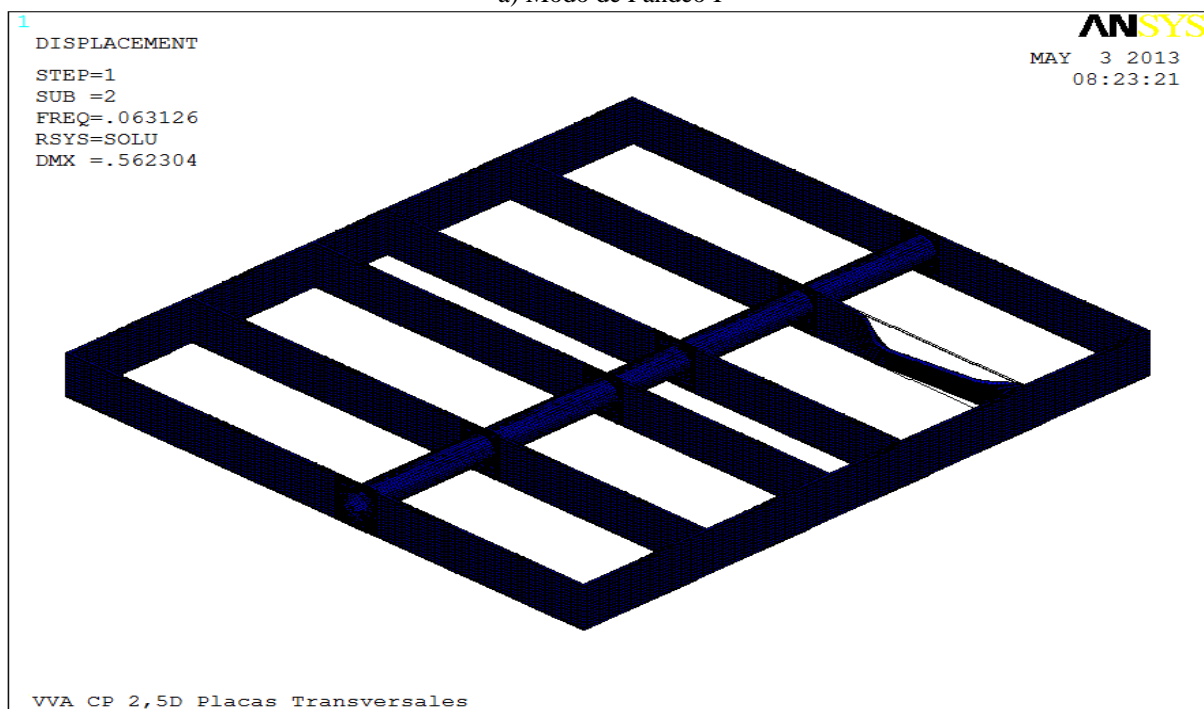
Tras ejecutar un análisis lineal de pandeo con ANSYS se obtiene la solución del problema de autovalores. Los factores de carga y modos de pandeo se muestran en las Fig 6.21 y 6.22

Modo de Pandeo	Multiplicador, λ
1	0,05562
2	0,06312
3	0,14155
4	0,17617

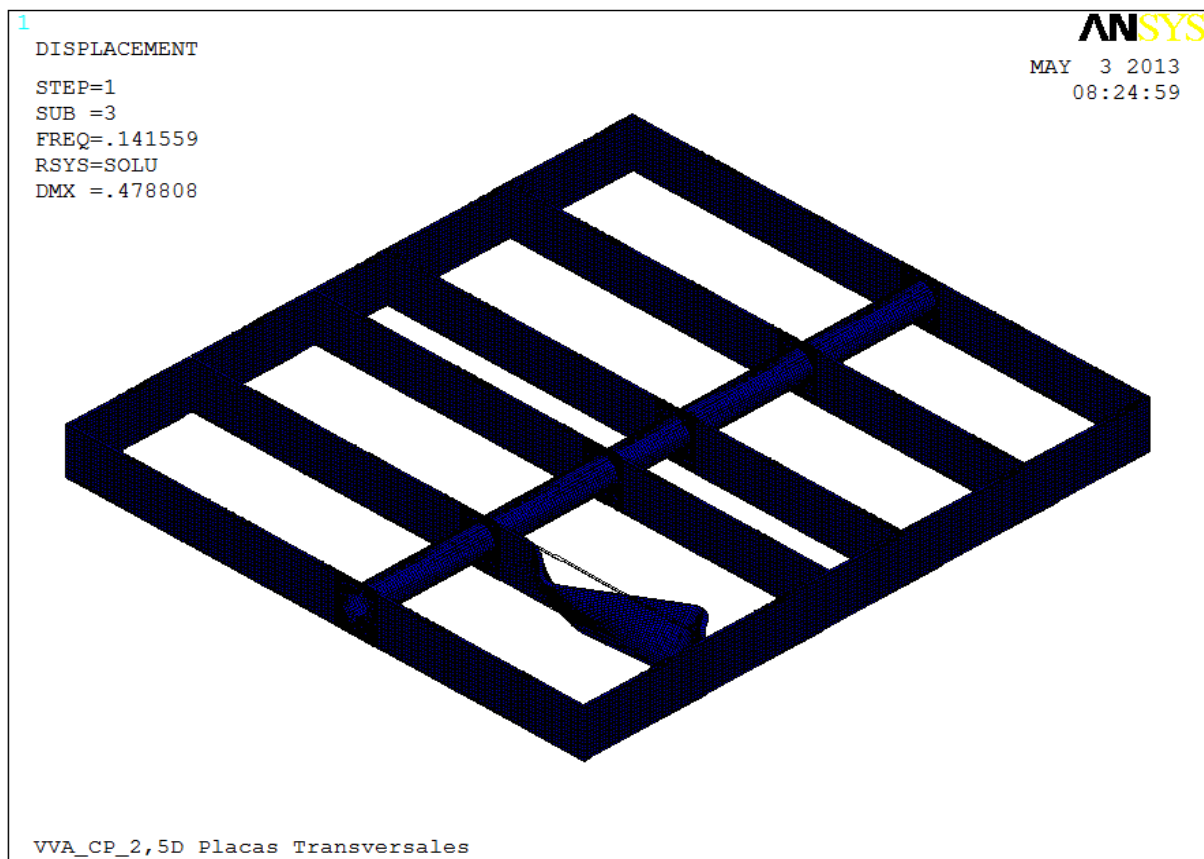
Figura 6.21 VVA_CP_2,5D_Placas transversales . Factores de carga asociados a cada modo de pandeo



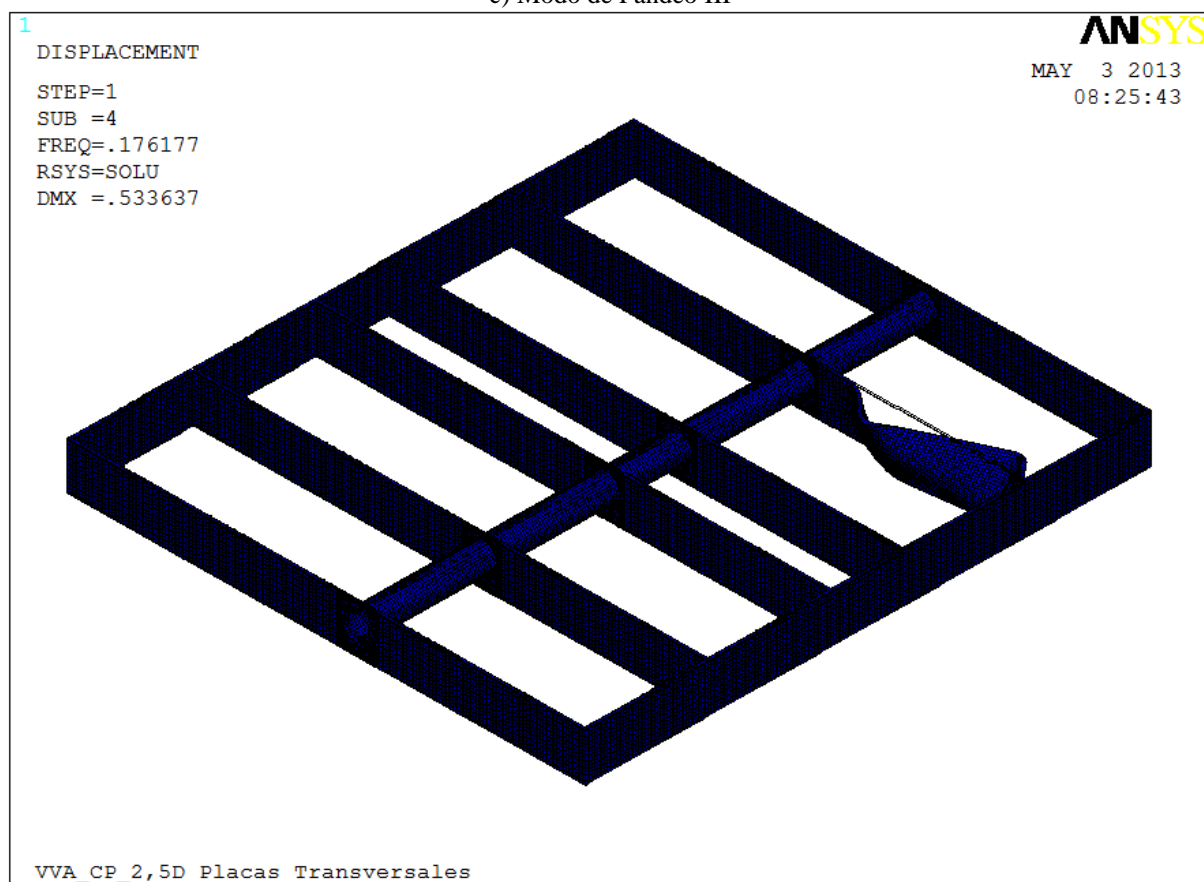
a) Modo de Pandeo I



b) Modo de Pandeo II



c) Modo de Pandeo III



d) Modo de Pandeo IV

Figura 6.22 VVA_CP_2,5D_Placas transversales. Modos de Pandeo de la estructura.

6.3.2.5 *Análisis de resultados.*

En los resultados de la optimización de topología de las Figuras 6.17 y 6.18 se observa como la presencia de las placas transversales transmite la carga hasta las vigas centrales, que son suficientes para soportar la carga. En estas dos vigas se puede apreciar la disposición en cercha que forman los elementos que se mantienen tras la optimización. En el resto de vigas y placas sólo se han mantenido los elementos suficientes para transmitir la carga hasta la parte central de la estructura.

En la Figura 6.19 se observa, como se esperaba, que los desplazamientos obtenidos son menores que en el caso sin placas transversales, a excepción de ciertos lugares de la estructura, lo cual se debe a la existencia de gran cantidad de elementos con un valor del módulo de elasticidad muy reducido.

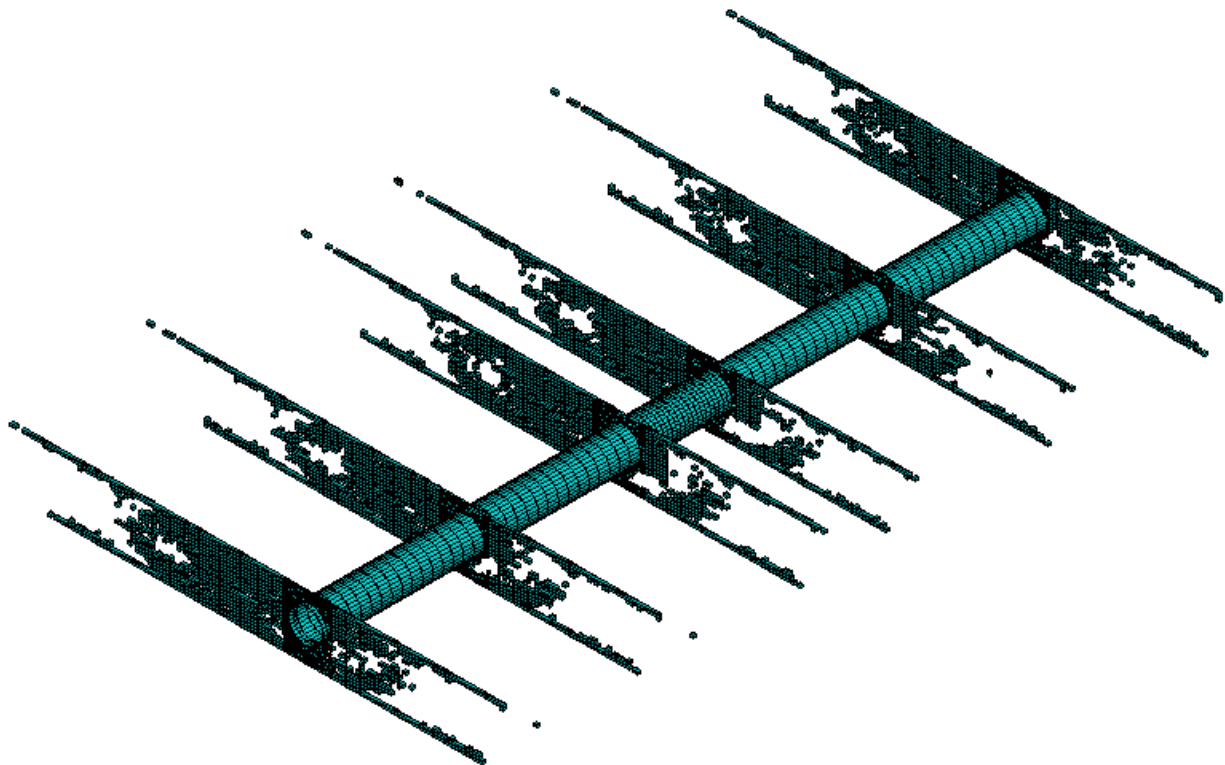
Los modos de pandeo obtenidos son satisfactorios y los factores de carga obtenidos, mayores que en el caso sin placas transversales, debido a las mayores restricciones de este modelo.

6.4 COMPARATIVA ENTRE LOS MODELOS 6.2 Y 6.3

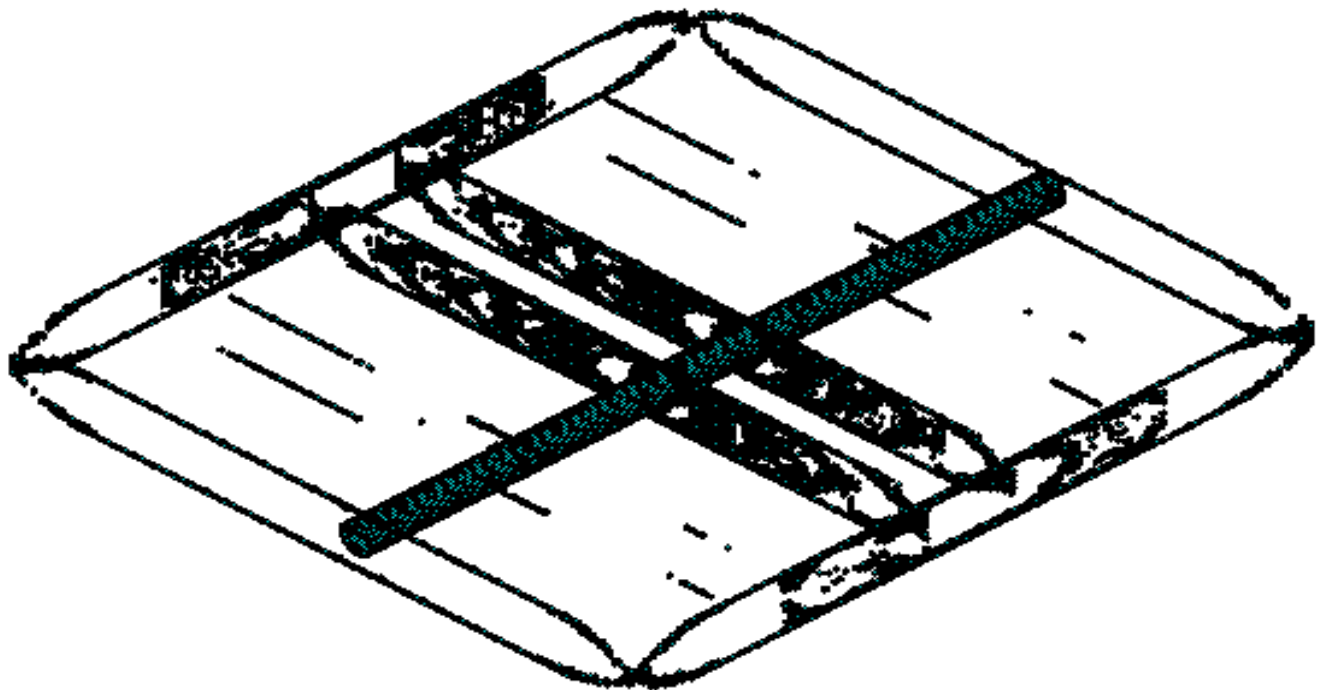
En el presente apartado se realiza una comparación entre los resultados obtenidos para los modelos presentados en los apartados 6.2 y 6.3. El modelo 6.2 consiste en un conjunto de vigas como la estudiada en 5.3 unidas por un tubo, mientras que el modelo 6.3 es una evolución del modelo de 6.2 añadiendo unas placas transversales que arriostran entre sí las vigas. Para establecer la comparación, se han escogido los resultados correspondientes a las topologías conformadas por elementos con densidades mayores que 0,112.

El primer aspecto donde se puede establecer la comparación es a través de los resultados obtenidos en la optimización de topología; estos resultados se muestran en la Figura 6.23. A simple vista, se observan aspectos muy interesantes sobre las topologías resultantes. Los resultados del modelo correspondiente al apartado 6.2 muestran que la topología obtenida es idéntica, para cada una de las vigas, a la que se obtuvo en el capítulo 5 para la viga aislada que es análoga a las que forman parte del modelo comentado en este apartado, como ya se comentó anteriormente en el apartado 6.2.2.5. Teniendo en cuenta que cada una de las vigas son elementos isostáticos, en los cuales el modo de trabajo es la transmisión de las cargas desde cada una de las vigas hasta el tubo y de éste al apoyo fijo mediante torsión, el resultado obtenido es el esperado.

En lo referente a la optimización de topología del modelo con las placas transversales incorporadas, se ven claramente grandes diferencias con respecto al modelo de 6.2. Se observa que el mecanismo de trabajo de la estructura se ha modificado en relación al ejemplo anterior; las vigas ya no actúan como elementos que trabajan de manera aislada, sino que debido a la acción de las placas, que arriostran las vigas entre sí, las cargas se transmiten por flexión desde las vigas situadas en los extremos del tubo hacia los arriostramientos, que llevan la carga a las dos vigas más centrales para terminar transmitiéndose a la zona central del tubo donde son absorbidas por el apoyo fijo. Como se puede observar, como consecuencia de este cambio en la forma de trabajar de la estructura, se consigue eliminar prácticamente la totalidad de las vigas a excepción de las dos más centrales, solo se mantienen los cordones superior e inferior de las vigas para poder transmitir las cargas hacia las placas transversales. Por su parte, las vigas centrales, que son las que se mantienen en la estructura, presentan una topología en forma de cercha que se aprecia claramente.



a) Vigas en voladizo asimétricas con cargas puntuales



b) Vigas en voladizo asimétricas con cargas puntuales y placas transversales

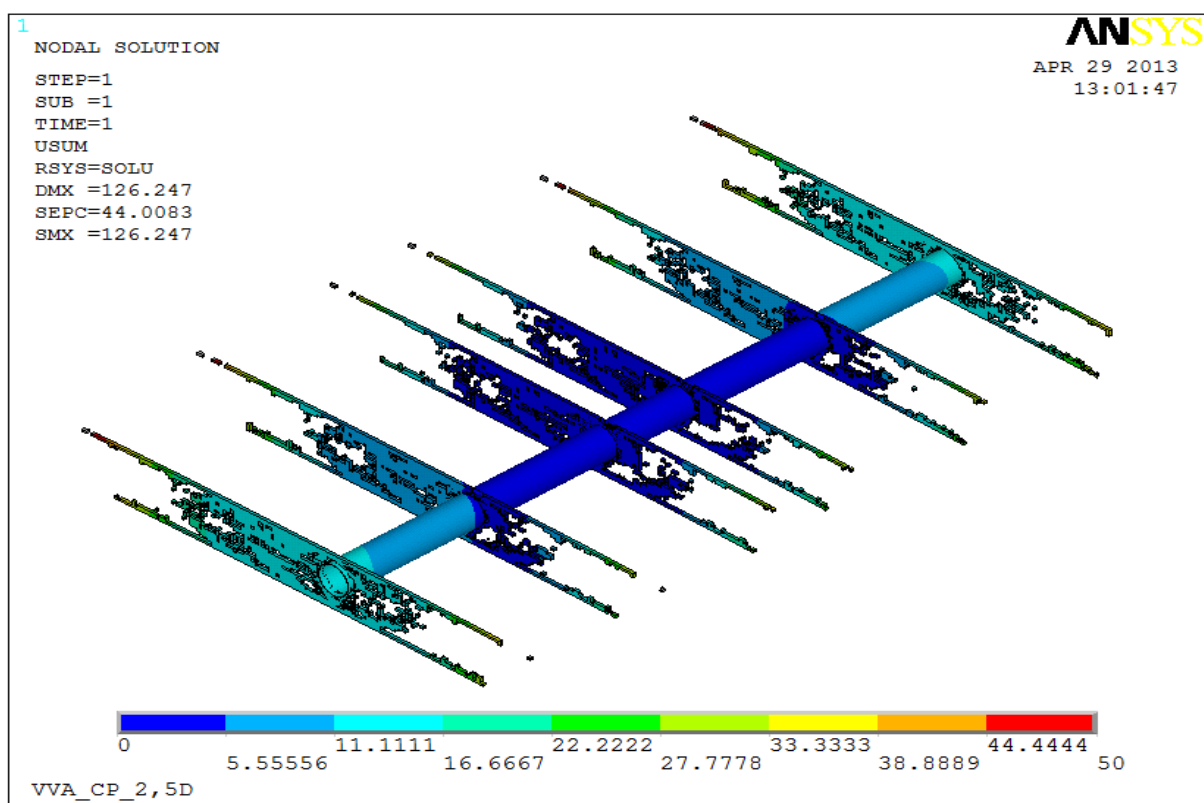
Figura 6.23 Comparativa de resultados de la optimización de topología (Elementos con densidad $> 0,112$)

El siguiente aspecto que puede ser susceptible de comparación son los desplazamientos obtenidos en cada una de las estructuras. Estos resultados se ilustran en la Figura 6.24.

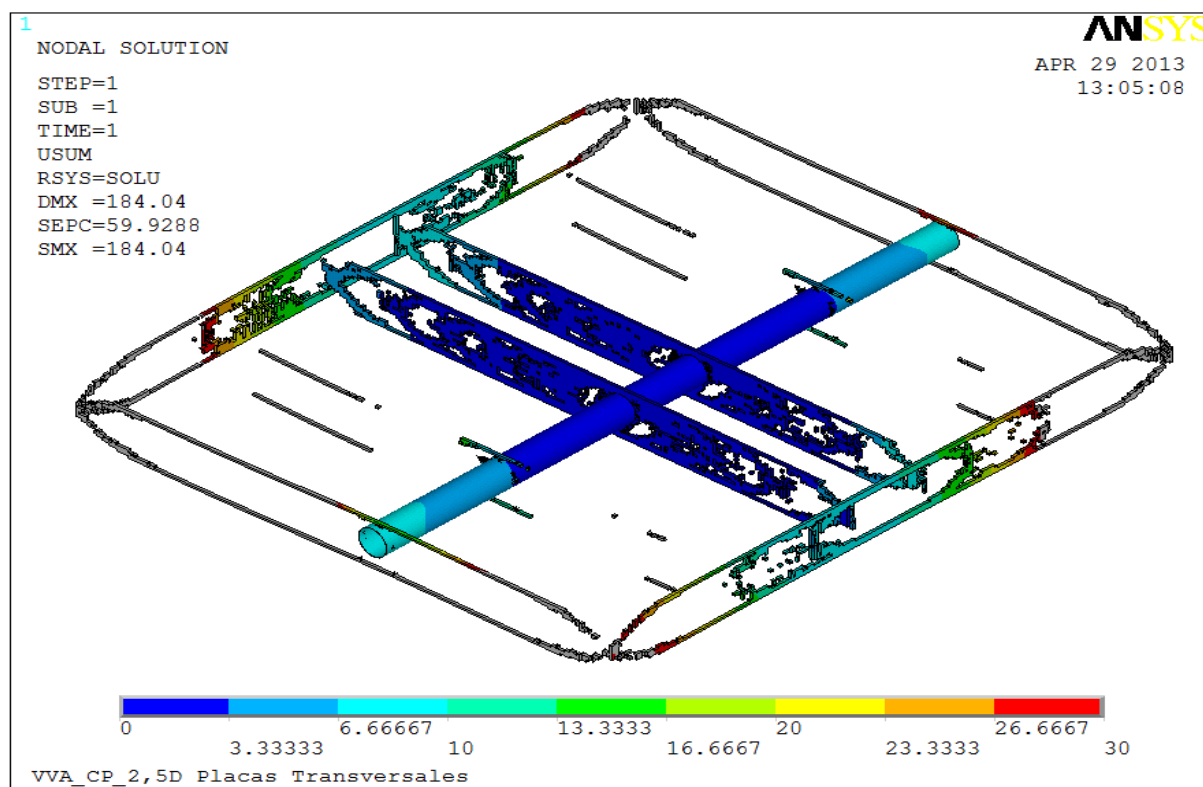
Como ya se hiciera en el capítulo 5, antes de analizar con detalle los desplazamientos obtenidos en cada una de las estructuras, se comprueba que el valor de SEPC (porcentaje de error en la norma de energía) no supera una diferencia del 15% entre ambas estructuras. A la vista de la Figura 6.24 se comprueba que el valor es algo mayor, 15,92 % de diferencia, por lo que se considera que se puede establecer una comparación válida.

Para la comparación de los desplazamientos se va a tomar como referencia uno de los puntos más significativos de la estructura en cuanto a desplazamientos; bajo la acción de las cargas, el tubo se flexiona y sus extremos son los lugares donde mayores desplazamientos se tienen, por lo que los extremos del tubo son los punto que se eligen como más significativos.

Así pues, en la Figura 6.24 se puede observar que en el extremo del tubo del primer modelo, el correspondiente al presentado en el apartado 6.2 se tienen unos desplazamientos de 11,111 mm, mientras que en el segundo modelo, el que añade las placas arriostrando las vigas, presenta un desplazamiento sensiblemente inferior de 6,666 mm. Este menor desplazamiento da una idea del mejor funcionamiento de la estructura con la adición de los arriostramientos anteriormente citados, puesto que el desplazamiento en la segunda estructura es un 60 % menor que el desplazamiento en el mismo punto en la primera de las estructuras, mientras que el aumento de peso debido a las placas transversales es únicamente del 36%, lo que confirma la mejoría en el funcionamiento de la estructura, que ya se esperaba a la vista de los resultados de la optimización de topología.



a) Vigas en voladizo asimétricas con cargas puntuales

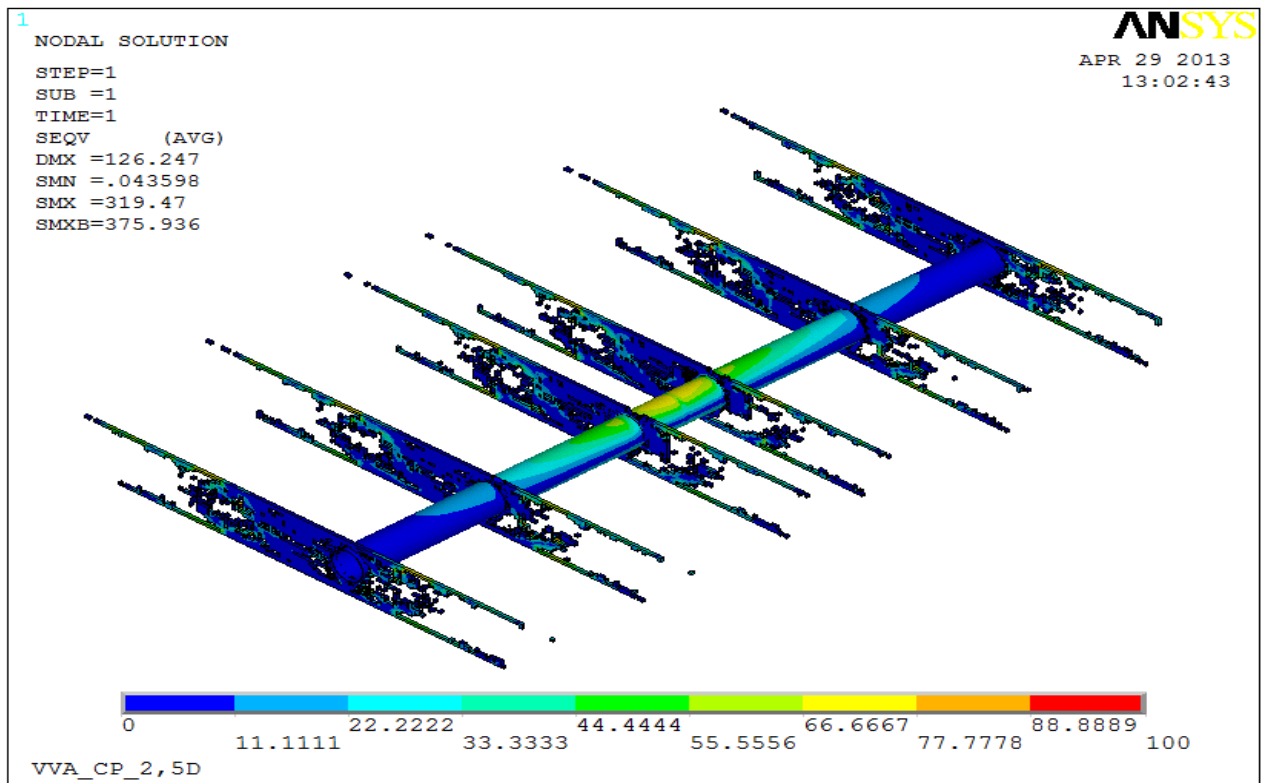


b) Vigas en voladizo asimétricas con cargas puntuales y placas transversales

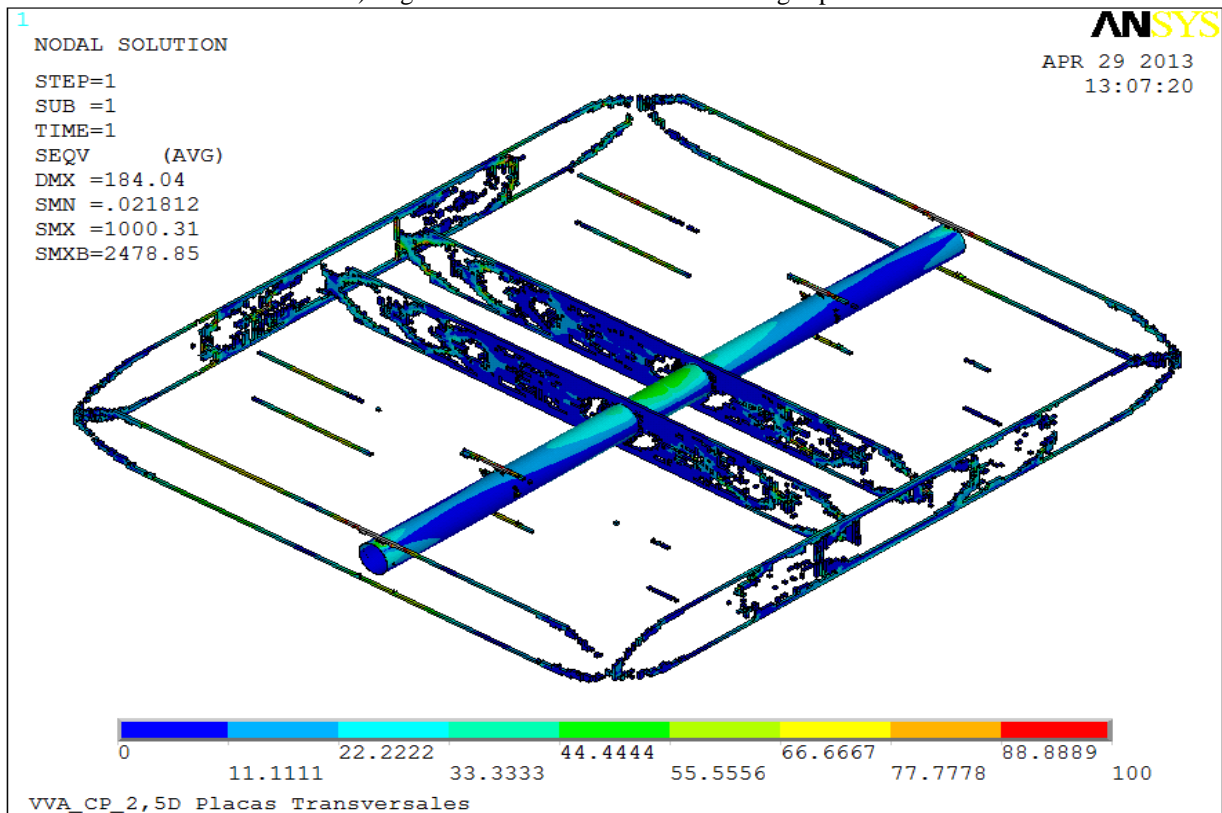
Figura 6.24 Comparativa de los resultados de desplazamientos (Elementos con densidad $> 0,112$)

En la Figura 6.25 se presentan las tensiones resultantes en cada una de las estructuras y se confirma lo que los resultados anteriores anticipaban, esto es, el mejor funcionamiento de la estructura tras añadirle los arriostramientos. Si se tiene en cuenta el centro del tubo, a la altura del apoyo, se comprueba que la tensión en este punto, que será el punto de mayor tensión del tubo, es un 33 % menor en el caso de la estructura arriostrada como consecuencia de la distribución más repartida de las tensiones que se consigue con los arriostramientos. Además esta distribución más adecuada de las tensiones se muestra también en las vigas, ya que las dos vigas centrales del caso con arriostramientos están sometidas a una tensión también menor que la del primer caso (en la parte mayoritaria de las vigas de un 50 % menos) y el aprovechamiento del material también se realiza de manera más eficiente.

Para acabar con esta comparativa entre los dos modelos se pueden analizar los modos de pandeo obtenidos, los cuales se muestran en la Figura 6.26. En dicha figura se observa que los modos de pandeo de la estructura 6.2 son perfectamente razonables, bajo las condiciones dadas, sin embargo corresponden al primer modo de pandeo de la viga aislada del apartado 5.3, produciéndose en las distintas vigas de la estructura, hecho que ya se había comentado en 6.2.2.5. Como en el caso real, estos modos de pandeo no podrían ocurrir debido a la presencia de los paneles solares, otro de los objetivos de añadir los arriostramientos era obtener unos modos de pandeo diferentes en la estructura 6.3, los cuales también se pueden observar en la Figura 6.26 y parecen perfectamente razonables.

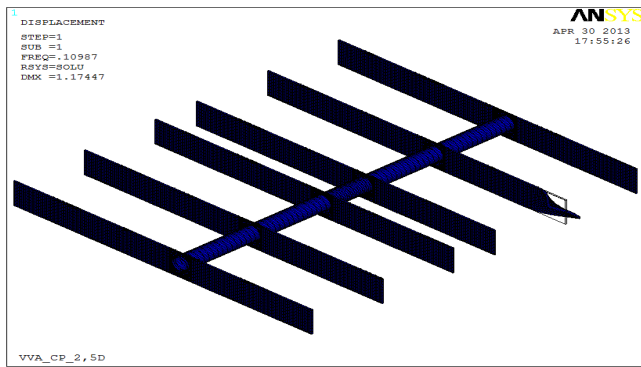


a) Vigas en voladizo asimétricas con cargas puntuales

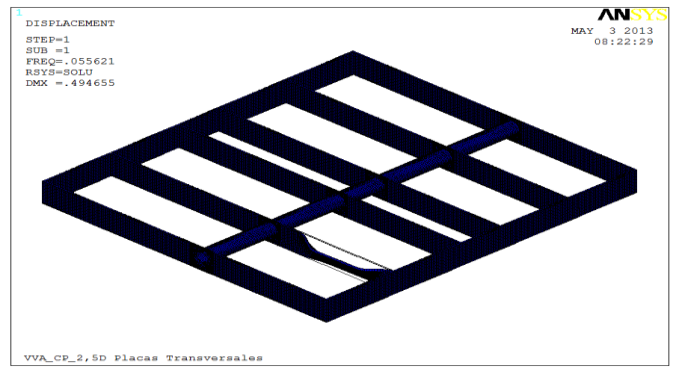


b) Vigas en voladizo asimétricas con cargas puntuales y placas transversales

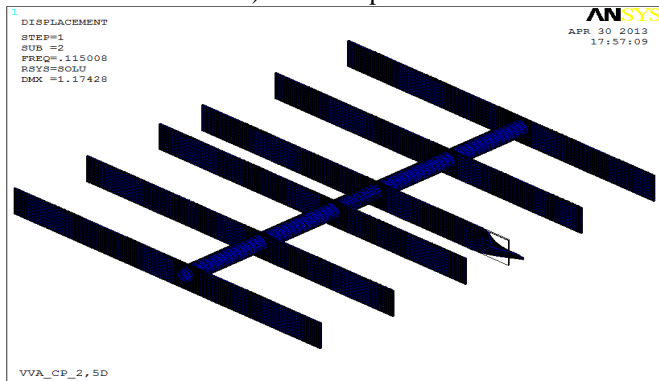
Figura 6.25 Comparativa de los resultados de tensiones (Elementos con densidad > 0,112)



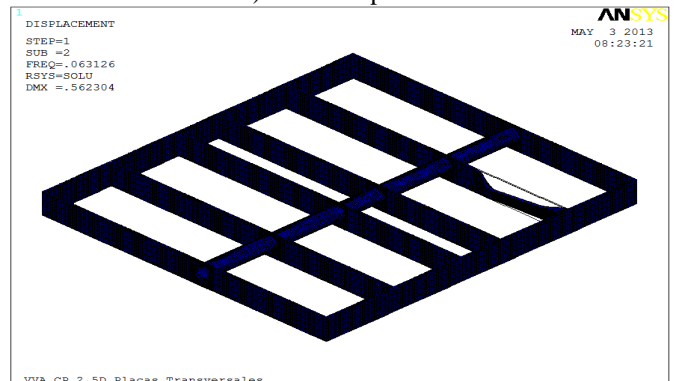
a.1) Modo de pandeo I



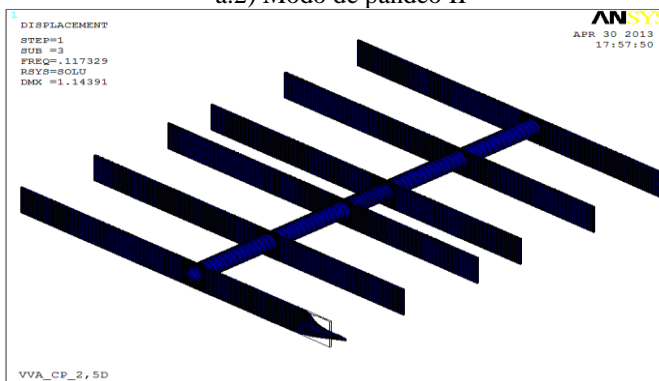
b.1) Modo de pandeo I



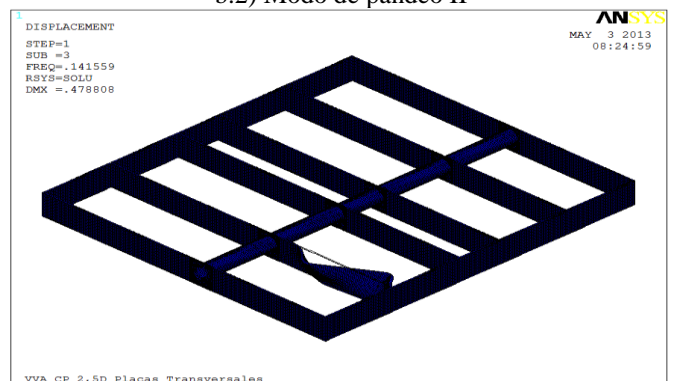
a.2) Modo de pandeo II



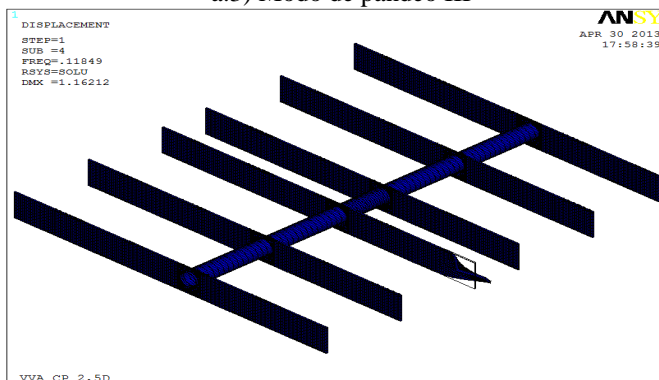
b.2) Modo de pandeo II



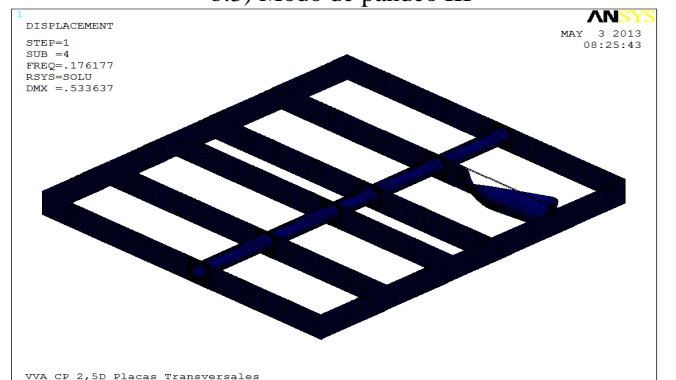
a.3) Modo de pandeo III



b.3) Modo de pandeo III



a.4) Modo de pandeo IV



b.4) Modo de pandeo IV

a) Estructura sin arriostramientos

b) Estructura con arriostramientos

Figura 6.26 Comparativa de los modos de pandeo de las estructuras

6.5 VIGAS EN VOLADIZO ASIMÉTRICAS CON PANELES

6.5.1 Introducción

Este ejemplo corresponde a la optimización de topología de los voladizos de la Fig. 6.27. En este modelo se incluyen los paneles solares por lo que es el que más se acerca a la situación real. Además en las vigas se han modelizado los enganches que unen dichas vigas a los paneles. Con este hecho se consigue que las cargas deban de ser puntuales y se sustituyen por una presión aplicada sobre los paneles. El material adoptado para los paneles es aluminio. Todos los grados de libertad están restringidos en la parte central del tubo. Los elementos utilizados para el mallado son elementos sólidos con 20 nodos y tres grados de libertad por nodo (SOLID95).

Los datos de la figura se resumen en la Tabla 6.3.

Geometría		
Longitud voladizo izquierdo (mm)	L1	5887,5
Longitud voladizo derecho (mm)	L2	4517,5
Altura 1 (mm)	H1	400
Altura 2 (mm)	H2	600
Separación entre apoyos (mm)	s	697
Separación entre el extremo de la cercha y el primer apoyo (mm)	L3	50
Distancia máxima entre placas (mm)	S1	2520
Distancia entre el apoyo fijo y la placa más cercana (mm)	S2	740
Longitud mayor del panel (mm)	P1	3210
Longitud menor del panel (mm)	P2	1350
Espesor del panel (mm)	d1	40
Menor separación entre paneles (mm)	d2	20
Mayor separación entre paneles (mm)	d3	80
Diámetro exterior corona circular (mm)	D _e	560
Diámetro interior corona circular (mm)	D _i	554
Espesor de las cerchas y placas transversales (mm)	e	50
Materiales		
Módulo de elasticidad del acero (GPa)	E _s	210
Módulo de elasticidad del aluminio (GPa)	E _A	70
Coefficiente de Poisson	ν	0,3
Cargas		
Presión sobre cada panel (kN/m ²)	Q	0,3

Tabla 6.3 Datos de vigas en voladizo asimétricas con paneles

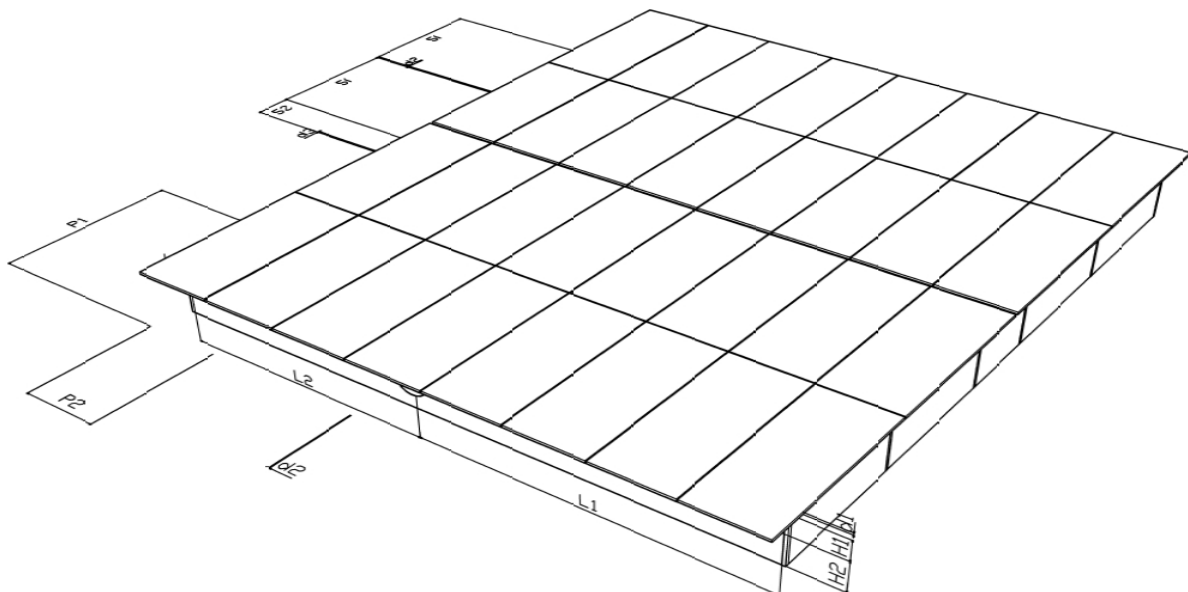


Figura 6.27 VVA_CP_2,5D_Con Paneles. Datos de geometría y cargas.

6.5.2 Vigas en voladizo asimétricas con paneles superiores

Para este modelo, se ha efectuado un mallado mapeado en las zonas regulares de las placas, en donde el tamaño del elemento es de 50 mm. Las placas transversales, los apoyos que conectan con los paneles y los paneles superiores han sido mallados de la misma manera. Los volúmenes de las placas donde se sitúa el tubo están mallados con un tamaño de elemento de 50 mm, utilizando elementos tetrahedrales (mallado libre). Por último, sobre el tubo se ha realizado un mallado de barrido, con elementos no optimizables, dividiendo la circunferencia en 35 elementos, de manera que se garantice la continuidad de la malla. La malla resultante consta de 107879 elementos, de los cuales 67704 son elementos no optimizables. El objetivo es la minimización de la “compliance” para una reducción de volumen del 85%.

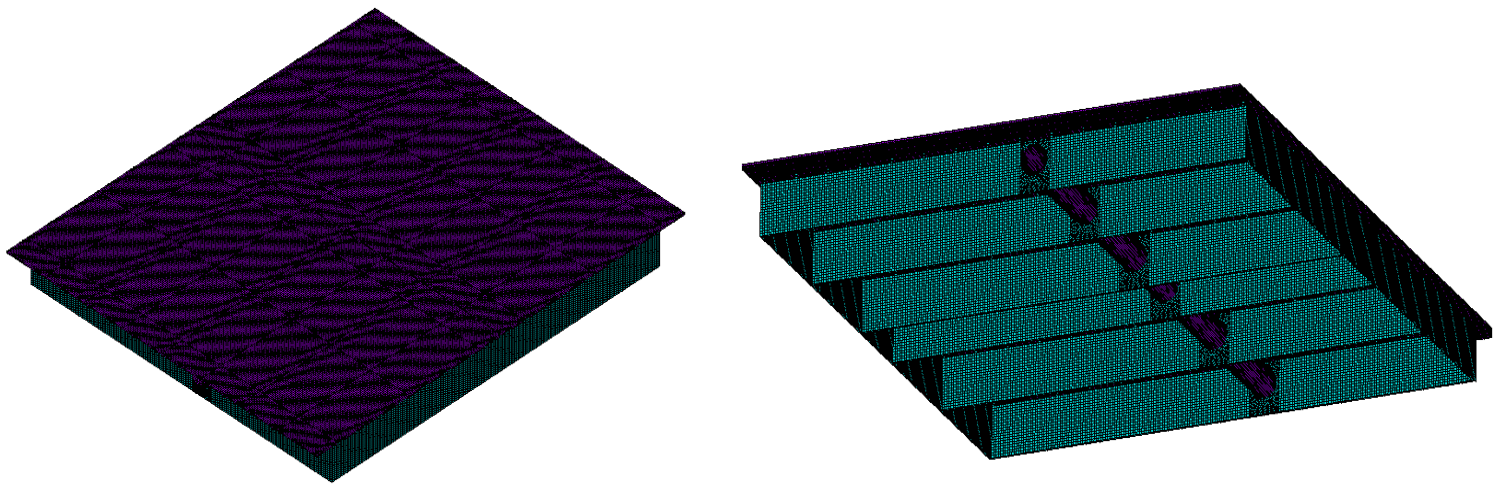


Figura 6.28 VVA_CP_2,5D_Con Paneles. Modelo de elementos finitos

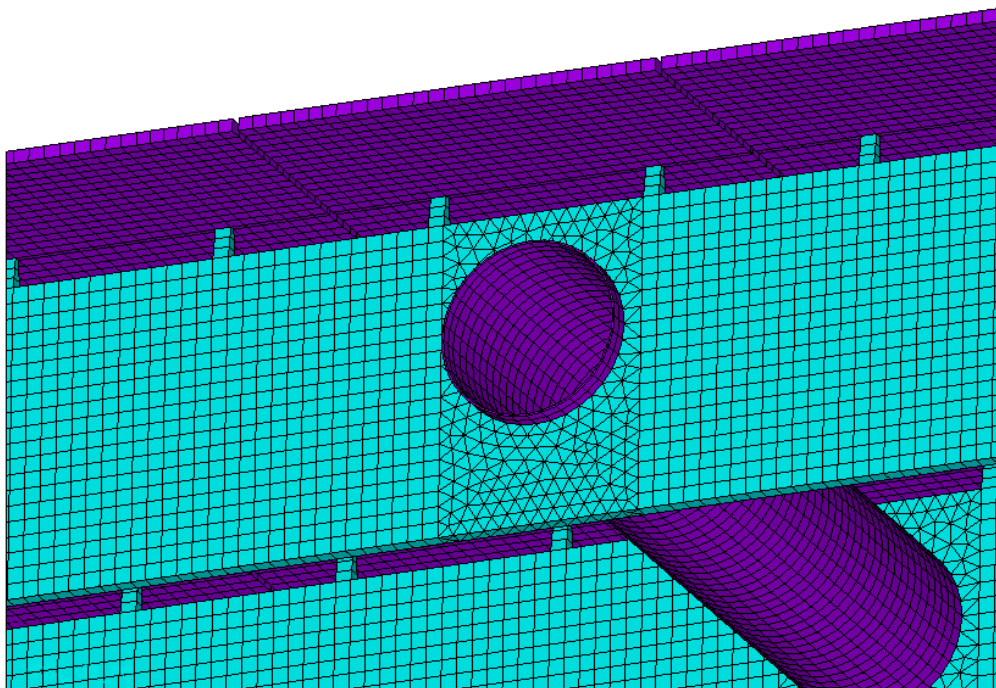


Figura 6.29 Detalle de la malla

6.5.2.1 Resultados de la optimización de topología

En la Fig. 6.30 se muestran el diseño inicial, algunas iteraciones intermedias, y la topología óptima final para una reducción de volumen del 85%, habiéndose utilizado para ello el método OC. En cada una de las figuras se indica el número de la iteración y el valor de la “compliance”.

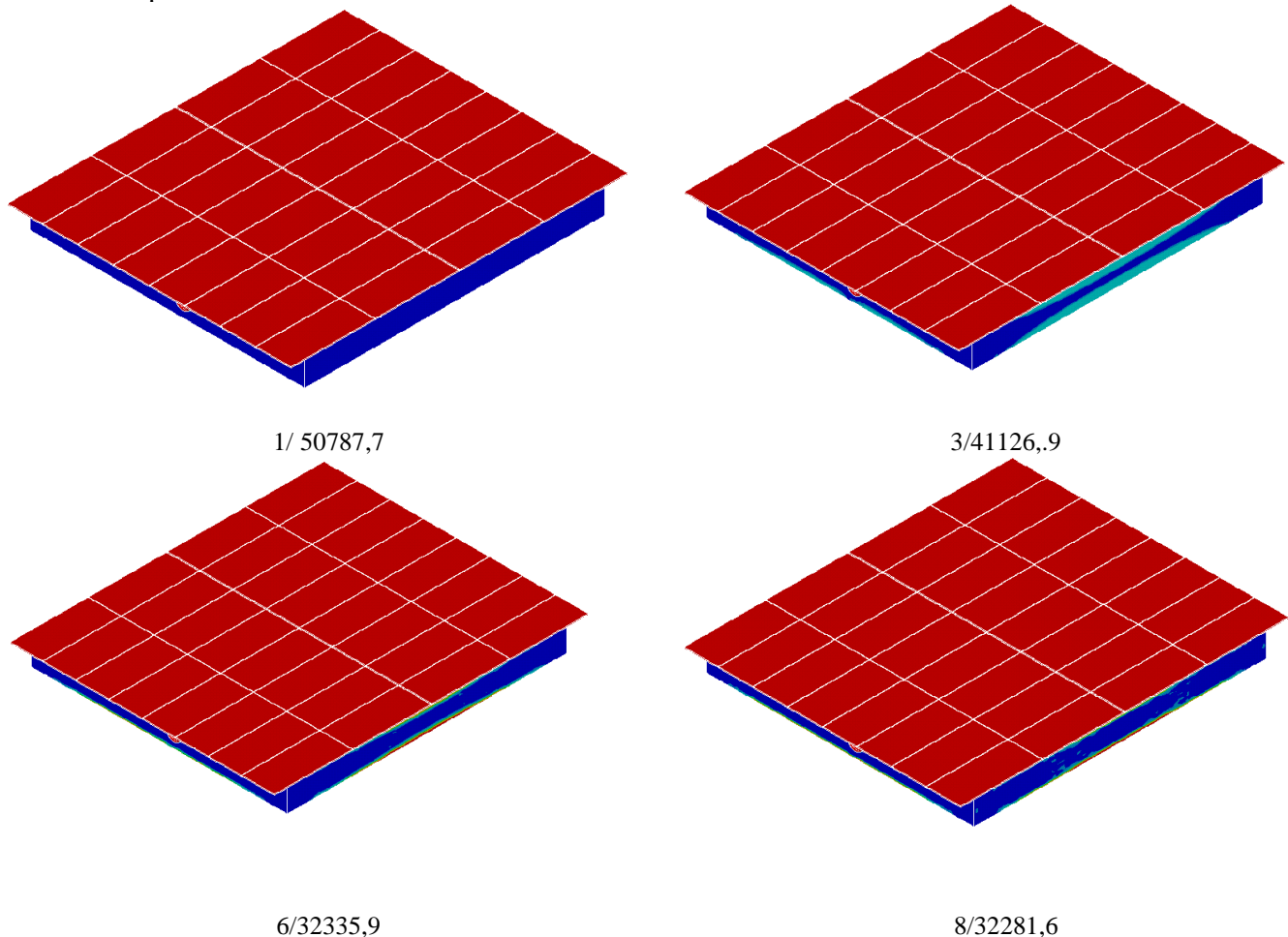


Figura 6.30 VVA_CP_2,5D_Con Paneles. Evolución de la topología (Iteración/”compliance”)

En la Fig. 6.31 se muestra la evolución de la “compliance” para una reducción de volumen del 85%.

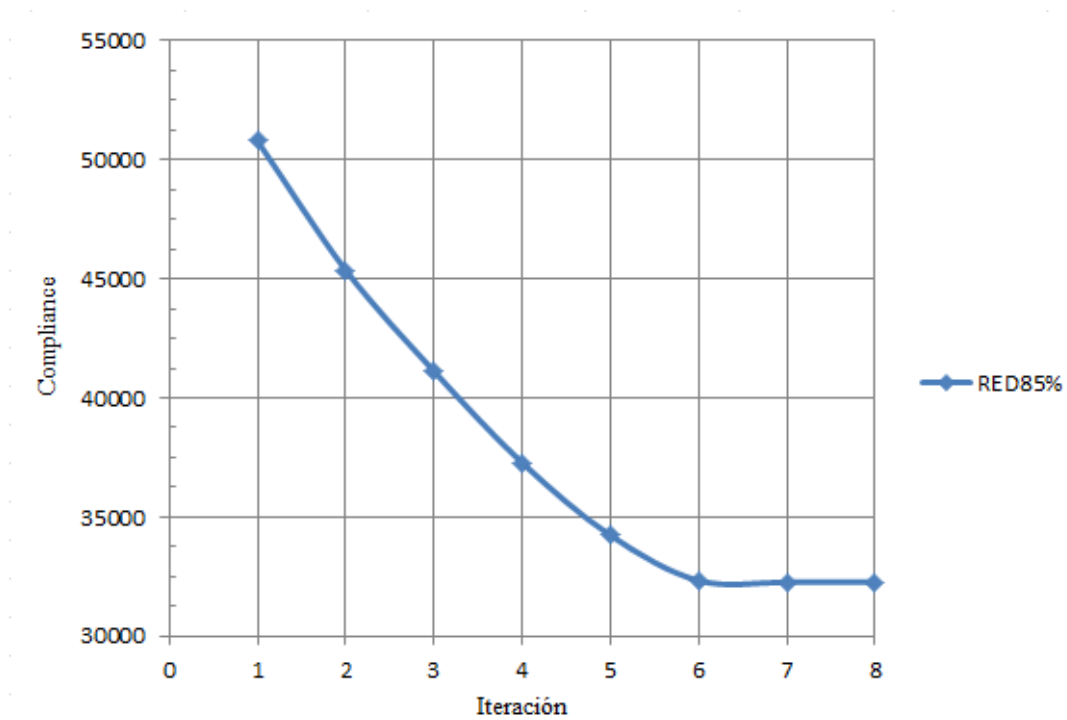
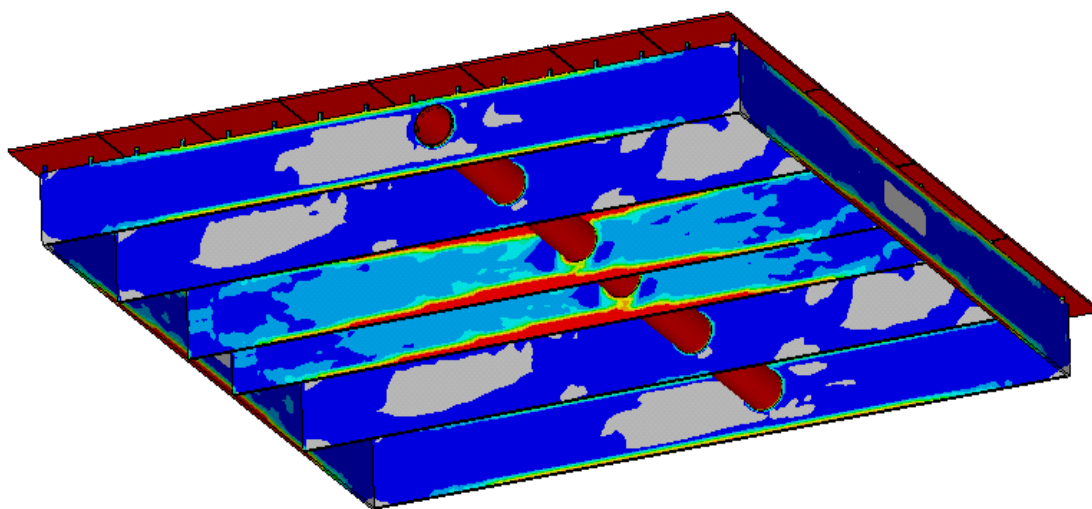
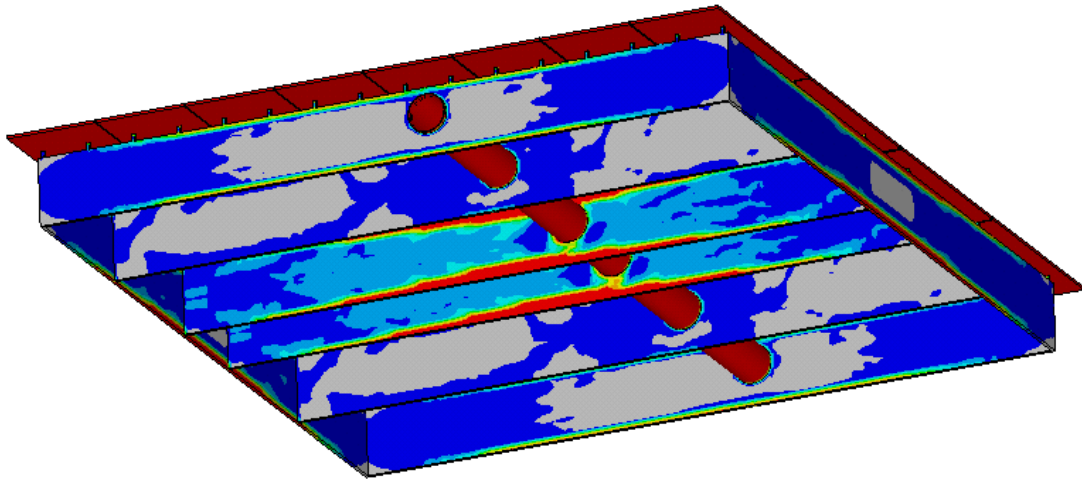


Figura 6.31 VVA_CP_2,5D_Con Paneles. Evolución de la “compliance” (RED85%)

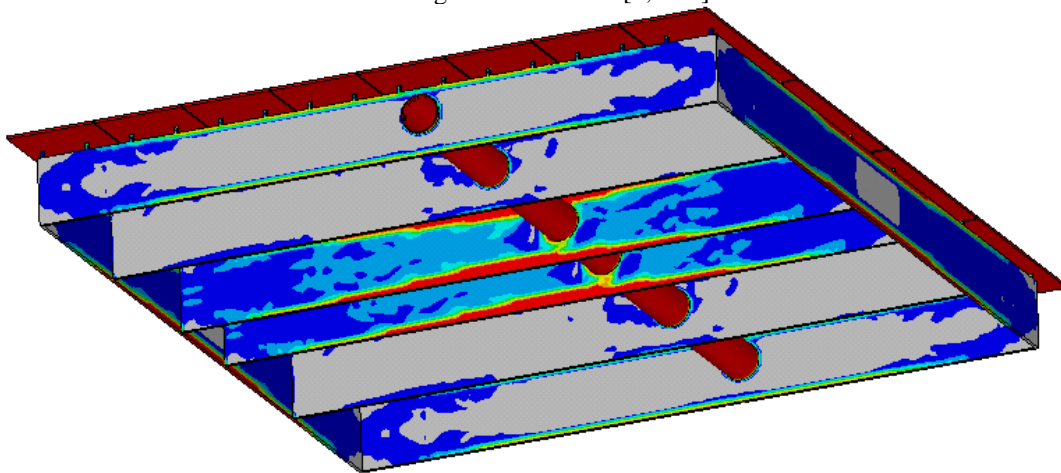
En la Fig. 6.32 se muestran los resultados de topología óptima para distintos rangos de densidades de los elementos.



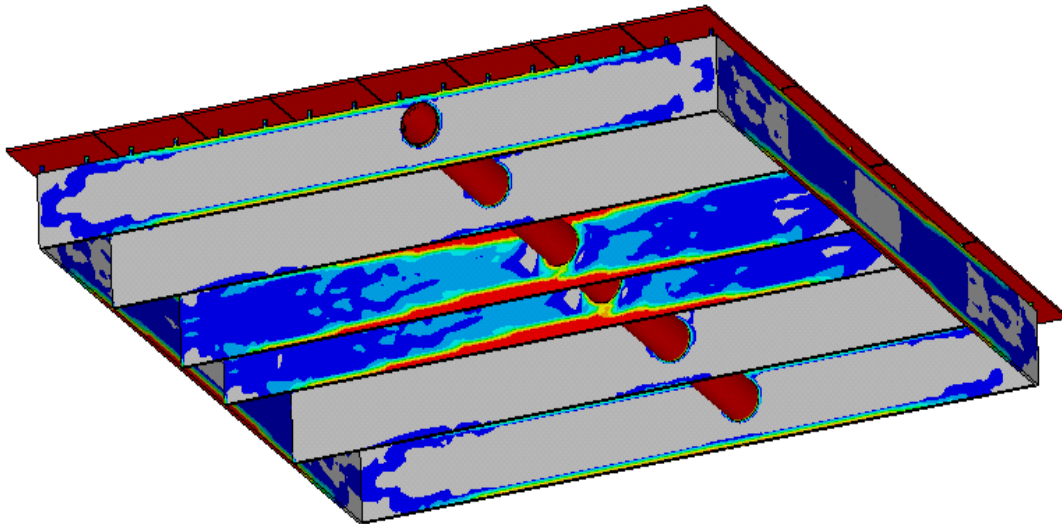
Rango de densidades [0,01-1].



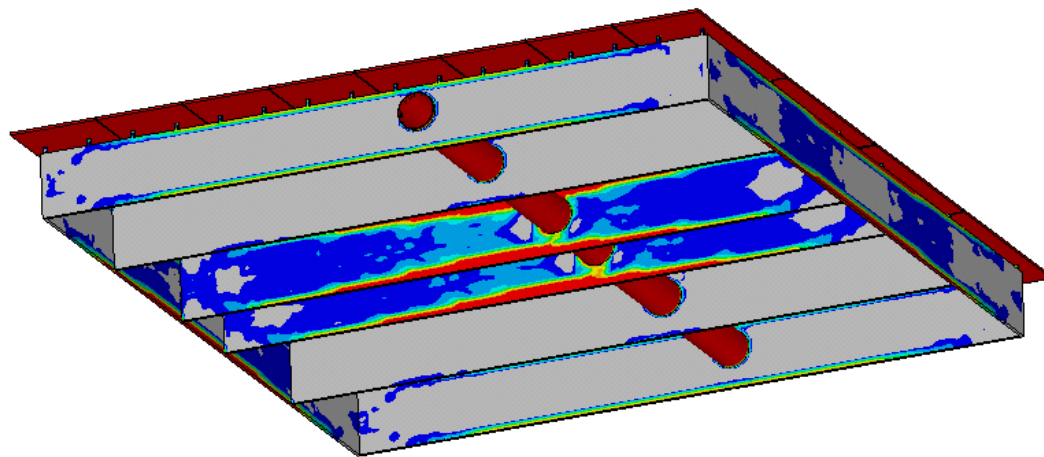
Rango de densidades [0,02-1].



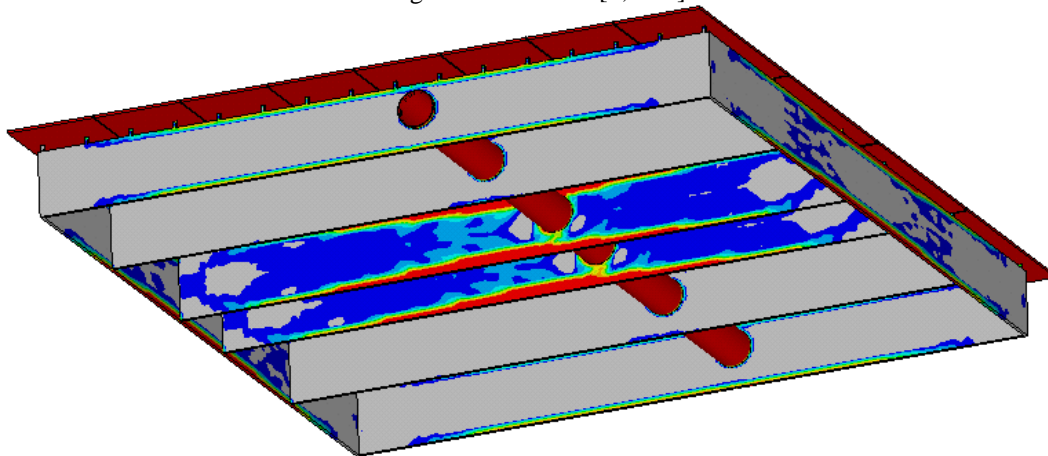
Rango de densidades [0,04-1].



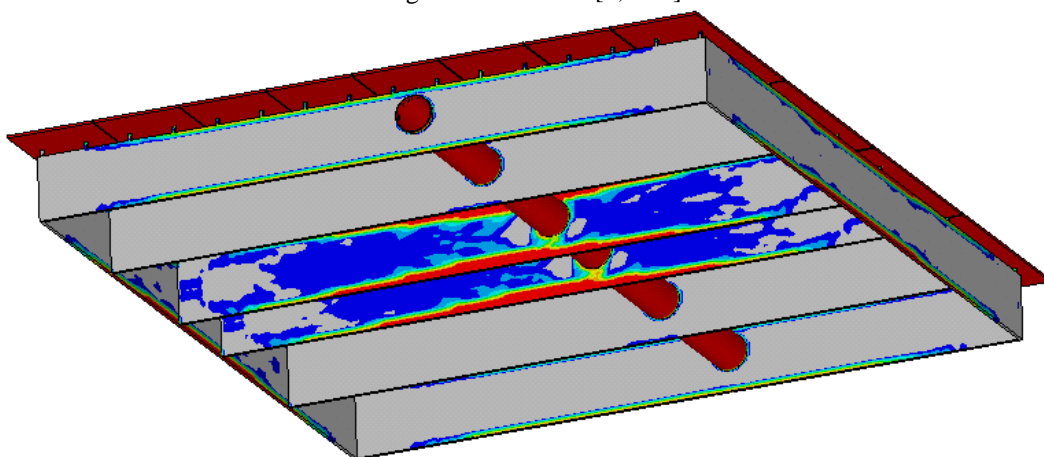
Rango de densidades [0,06-1].



Rango de densidades [0,08-1].



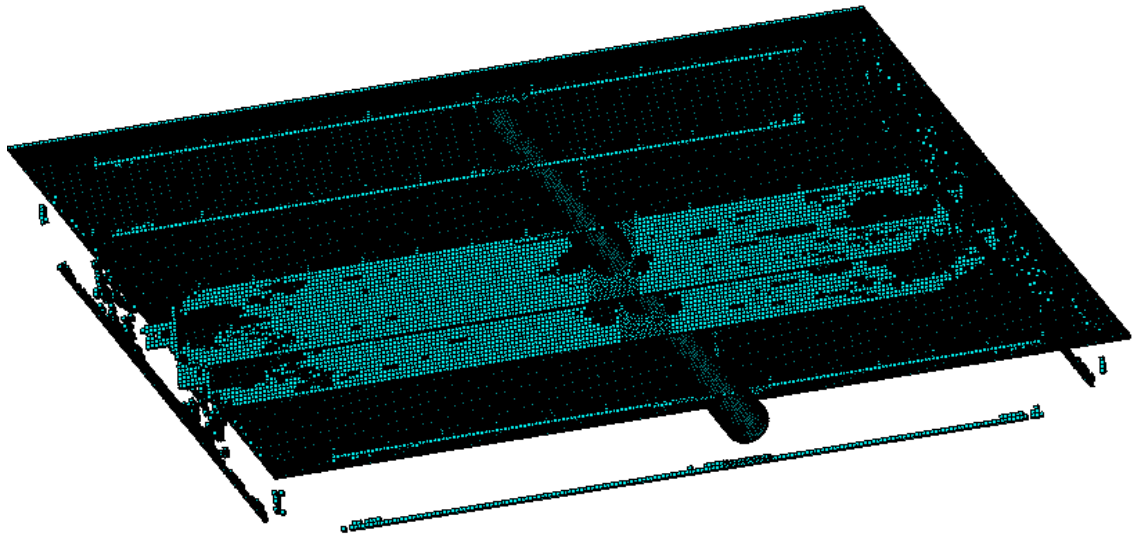
Rango de densidades [0,10-1].



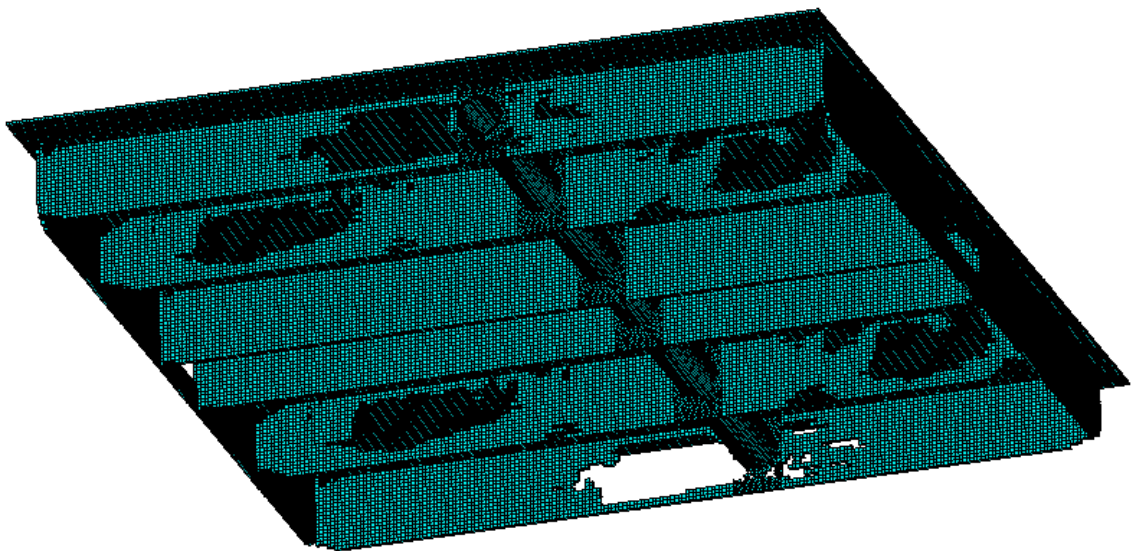
Rango de densidades [0,12-1].

Figura 6.32 VVA_CP_2,5D_Con Paneles. Representación de la topología óptima con distintos rangos de densidades

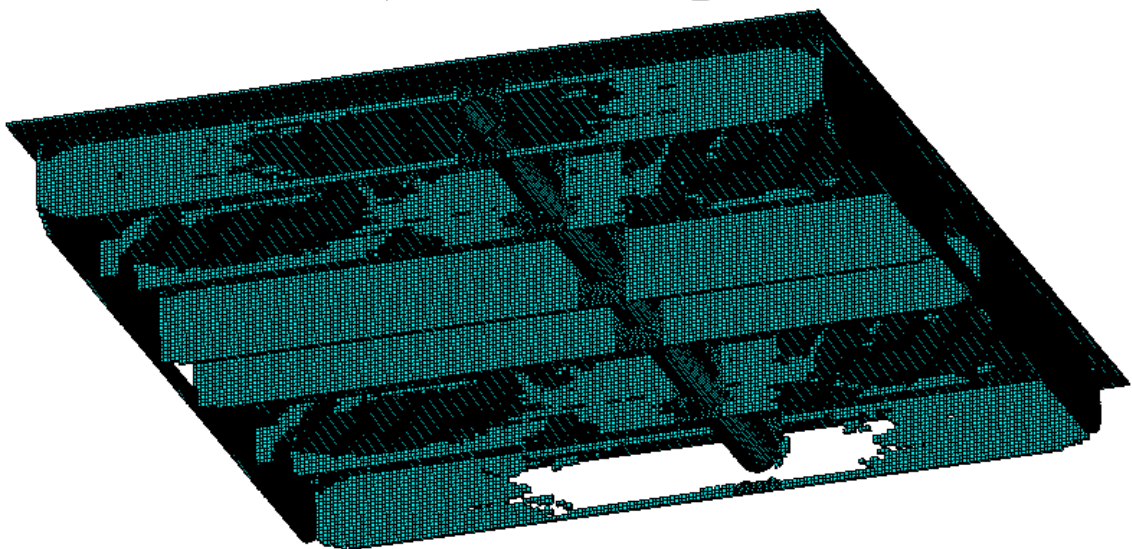
En la Fig. 6.33 se representan los elementos a mantener obtenidos en la optimización de topología, según diferentes valores límite de densidades.



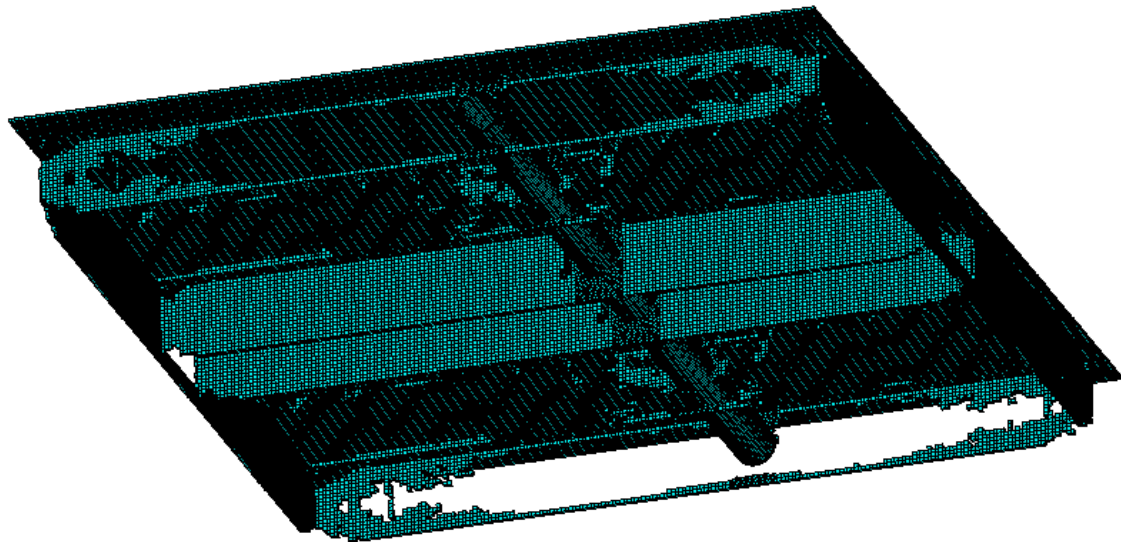
a) Elementos con densidades $\geq 0,112$



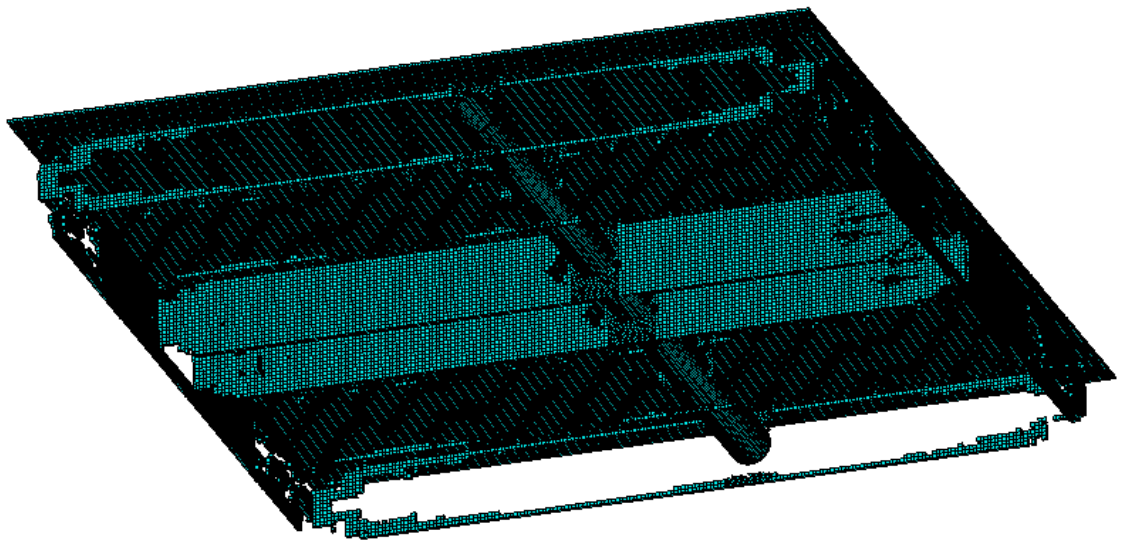
b) Elementos con densidades $\geq 0,01$



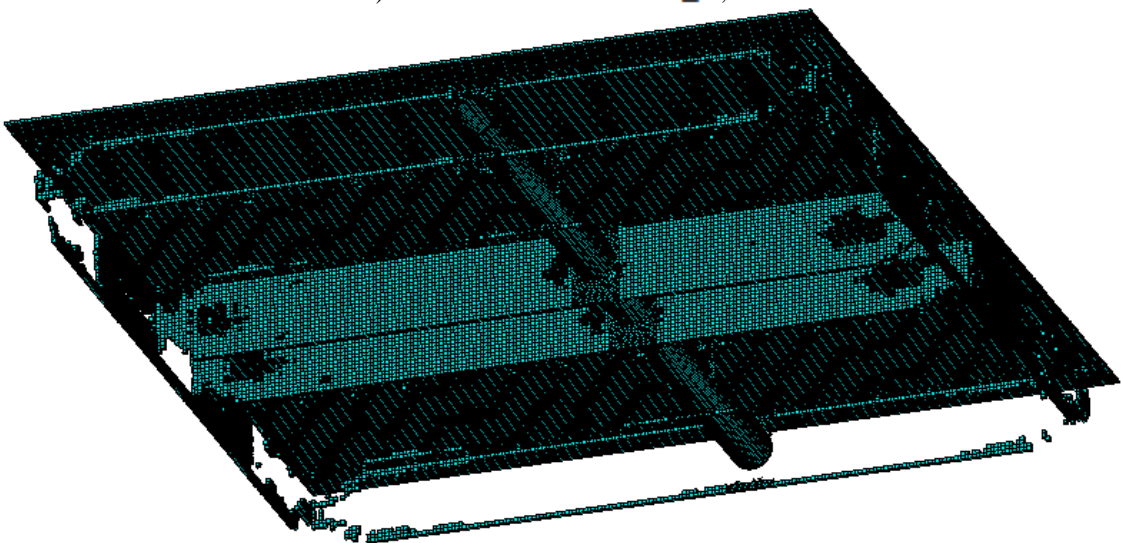
c) Elementos con densidades $\geq 0,02$



c) Elementos con densidades $\geq 0,04$



d) Elementos con densidades $\geq 0,06$

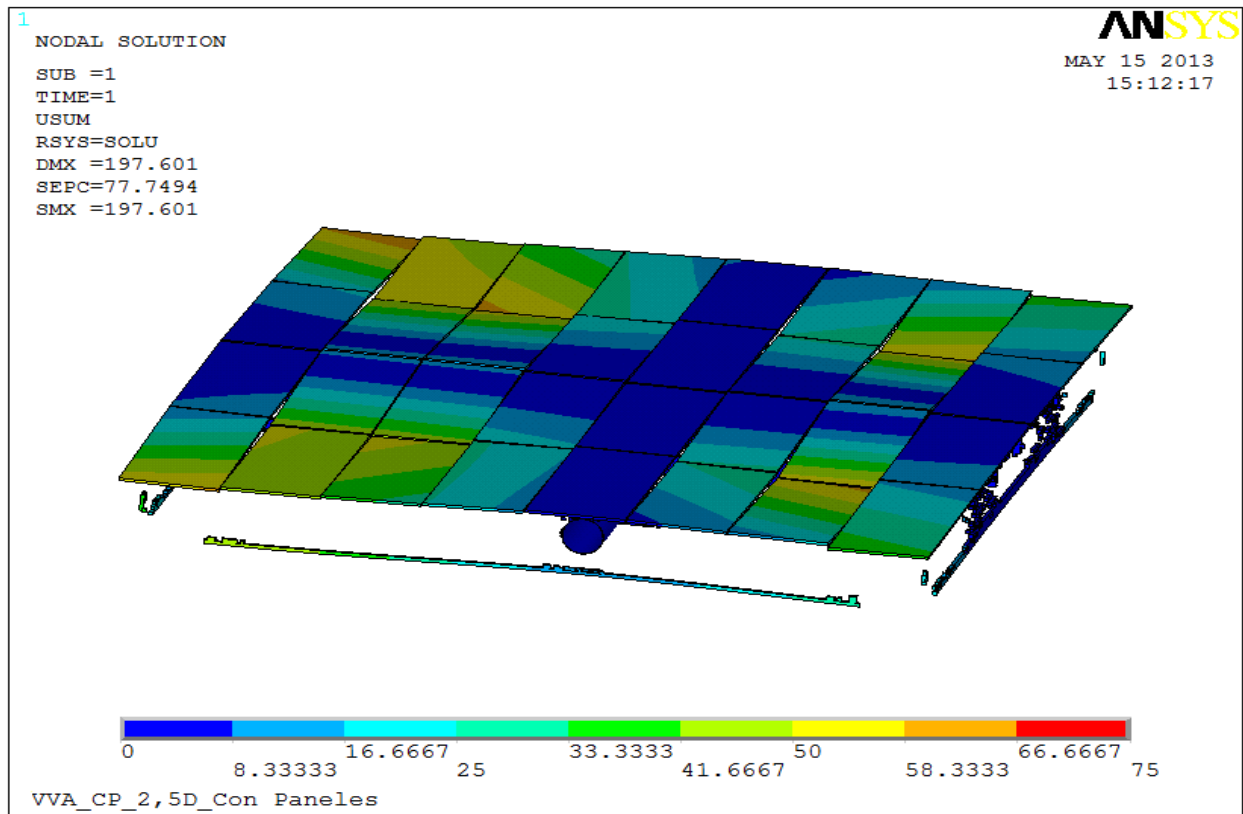


e) Elementos con densidades $\geq 0,08$

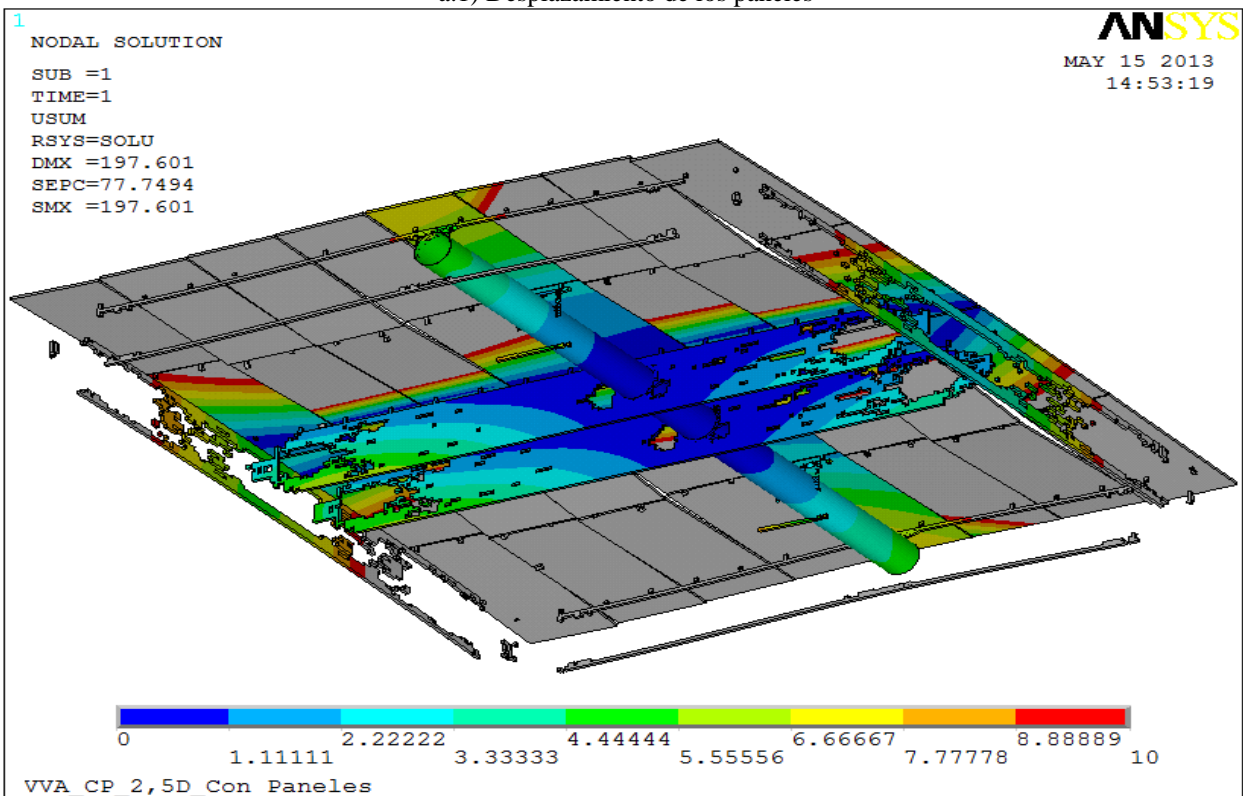
Figura 6.33 VVA_CP_2,5D_Con Paneles. Elementos seleccionados de la optimización de topología

6.5.2.2 Resultados de desplazamientos

En la Fig 6.34 se muestran los desplazamientos obtenidos para los dos casos seleccionados.

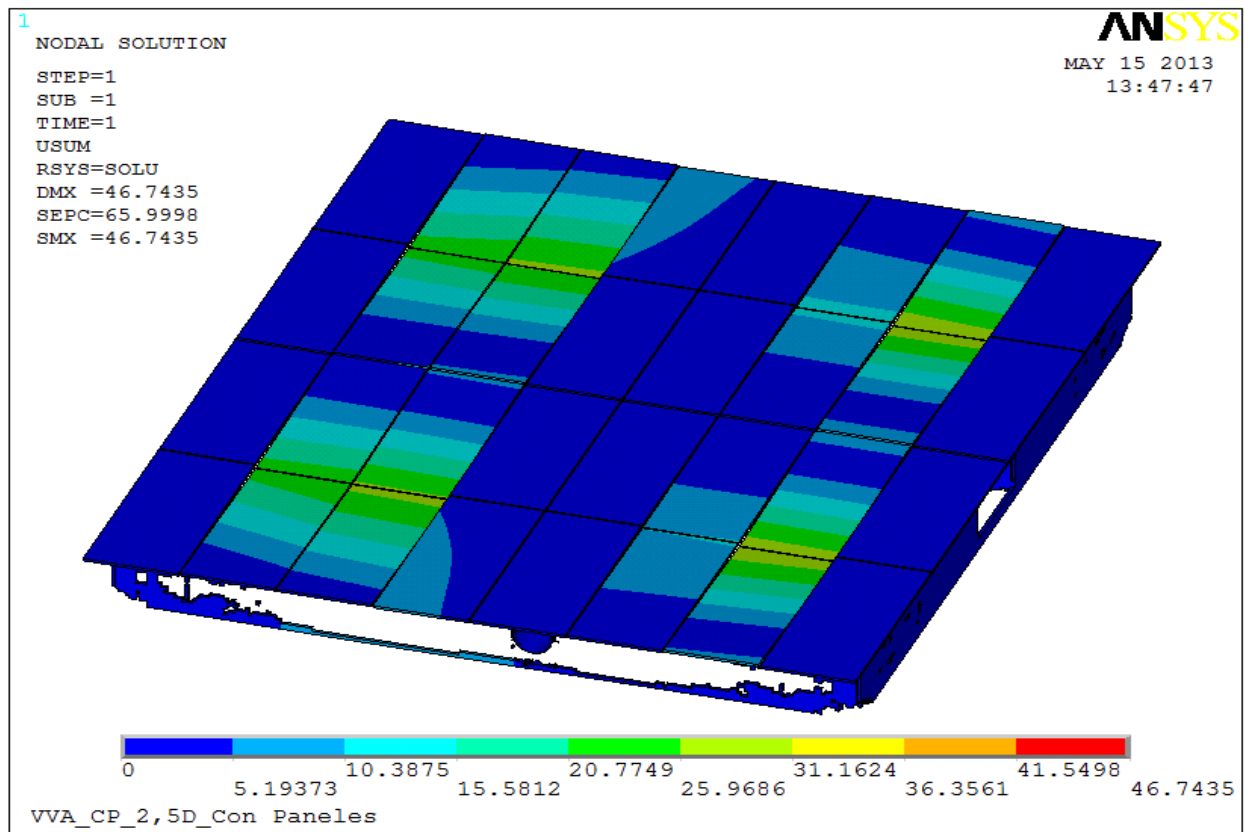


a.1) Desplazamiento de los paneles

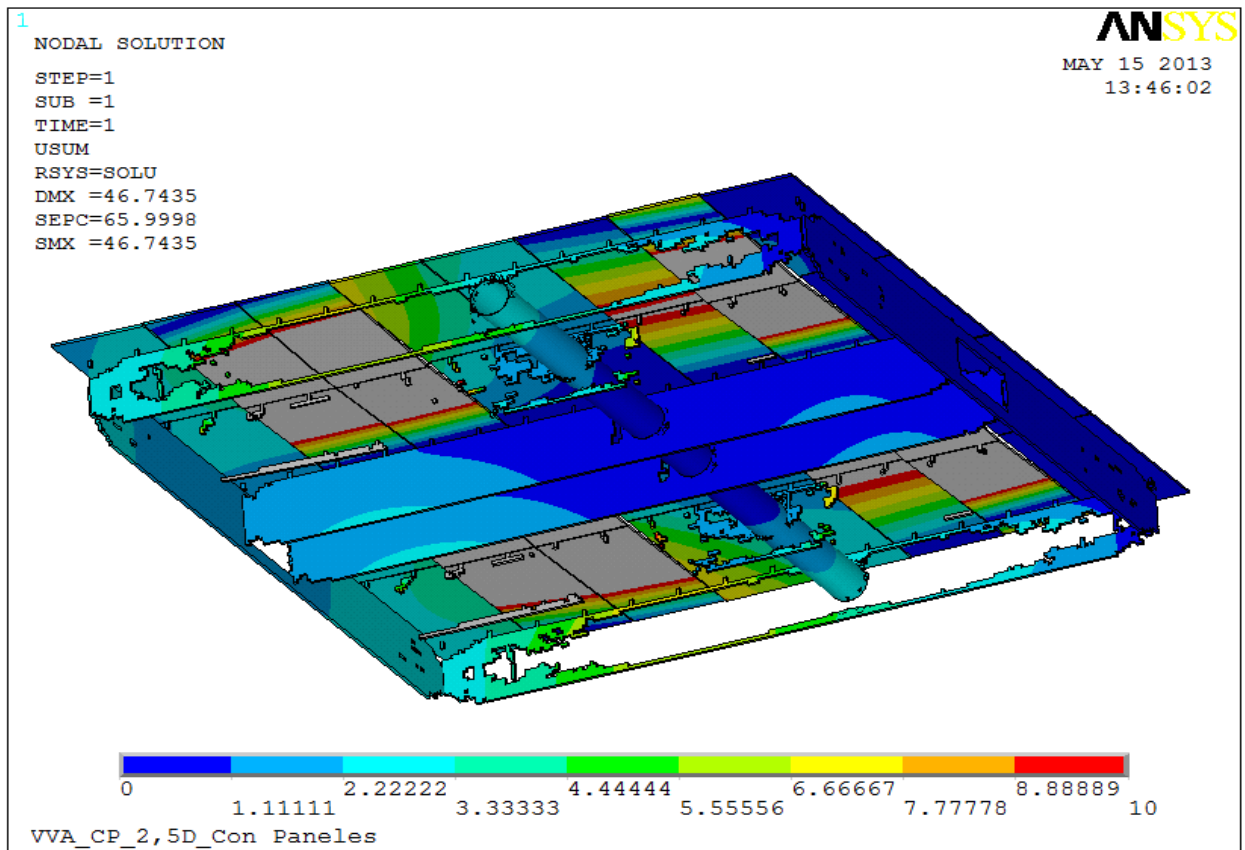


a.2) Desplazamientos de las cerchas

a) Elementos con densidades $\geq 0,112$.



b.1) Desplazamiento de los paneles

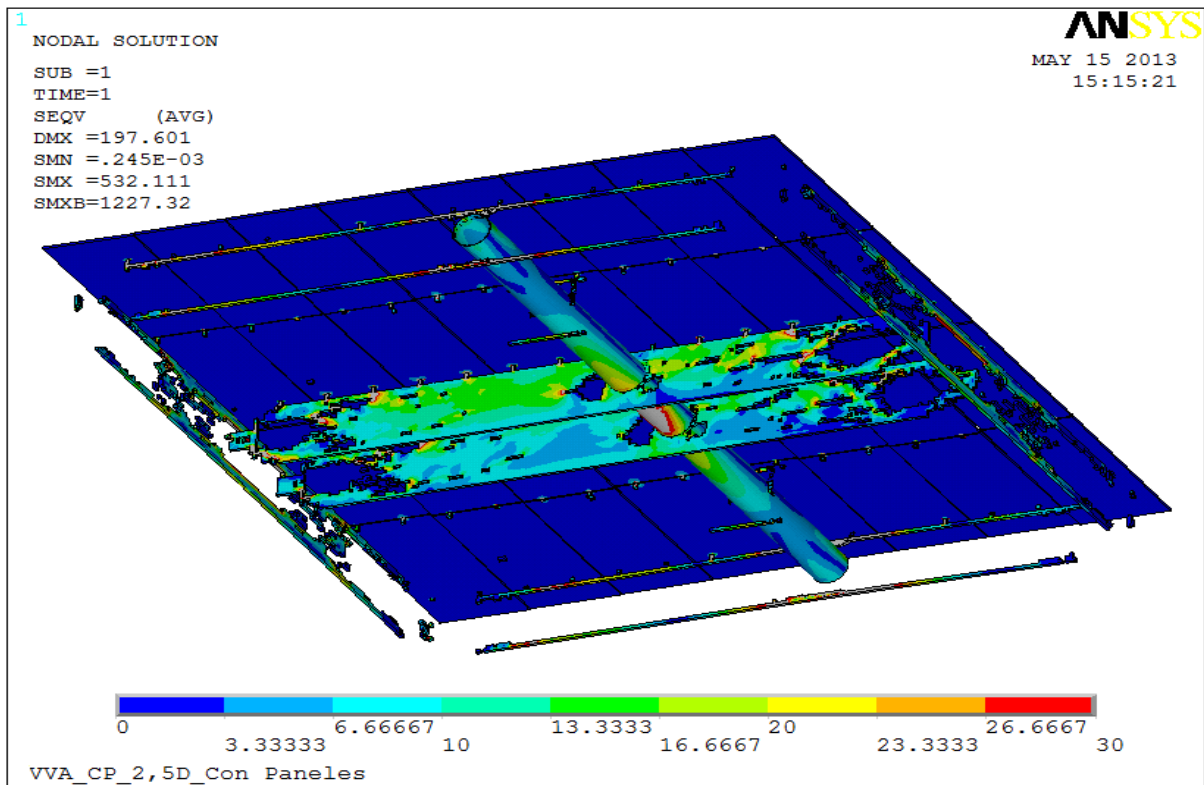


b.2) Desplazamientos de las cerchas

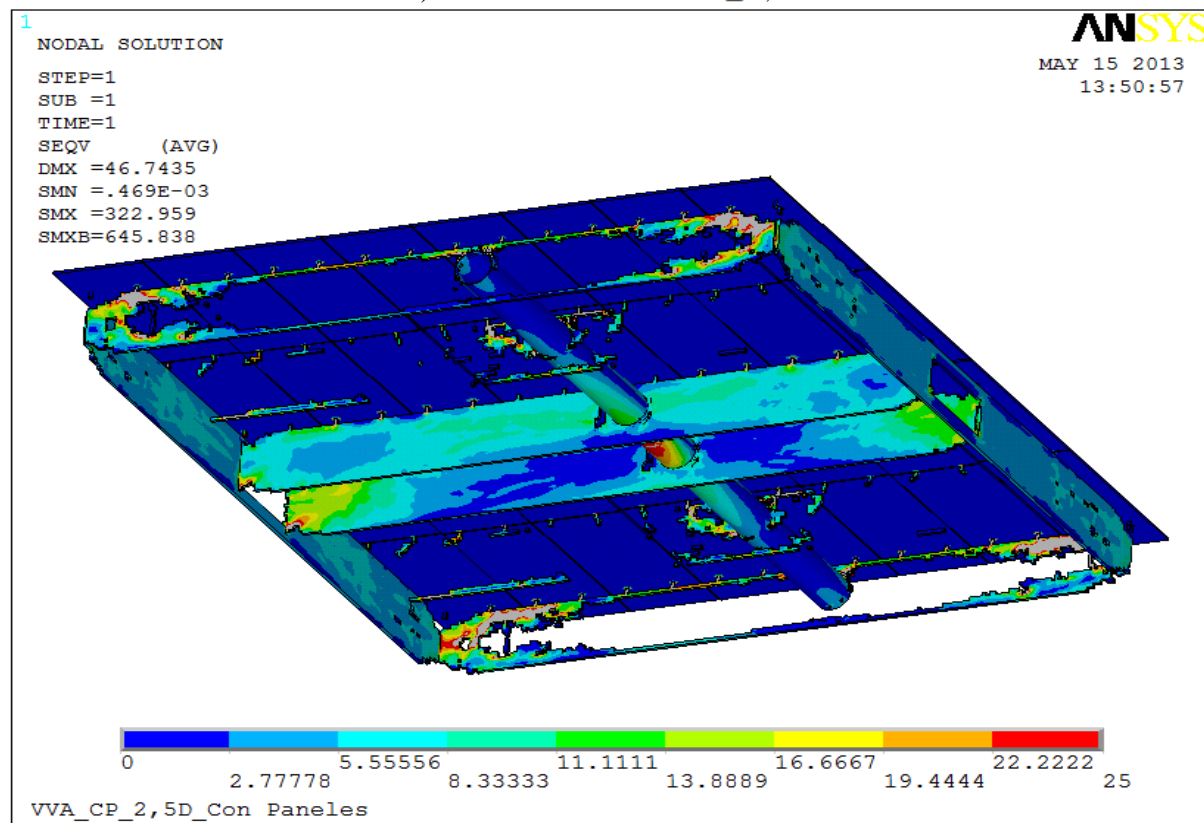
b) Elementos con densidades $\geq 0,04$ **Figura 6.34** VVA_CP_2,5D_Con Paneles. Resultados de desplazamientos (mm)

6.5.2.3 Resultados de tensiones

Los resultados obtenidos para las tensiones se muestran en la Fig. 6.35.



a) Elementos con densidades $\geq 0,112$



b) Elementos con densidades $\geq 0,04$

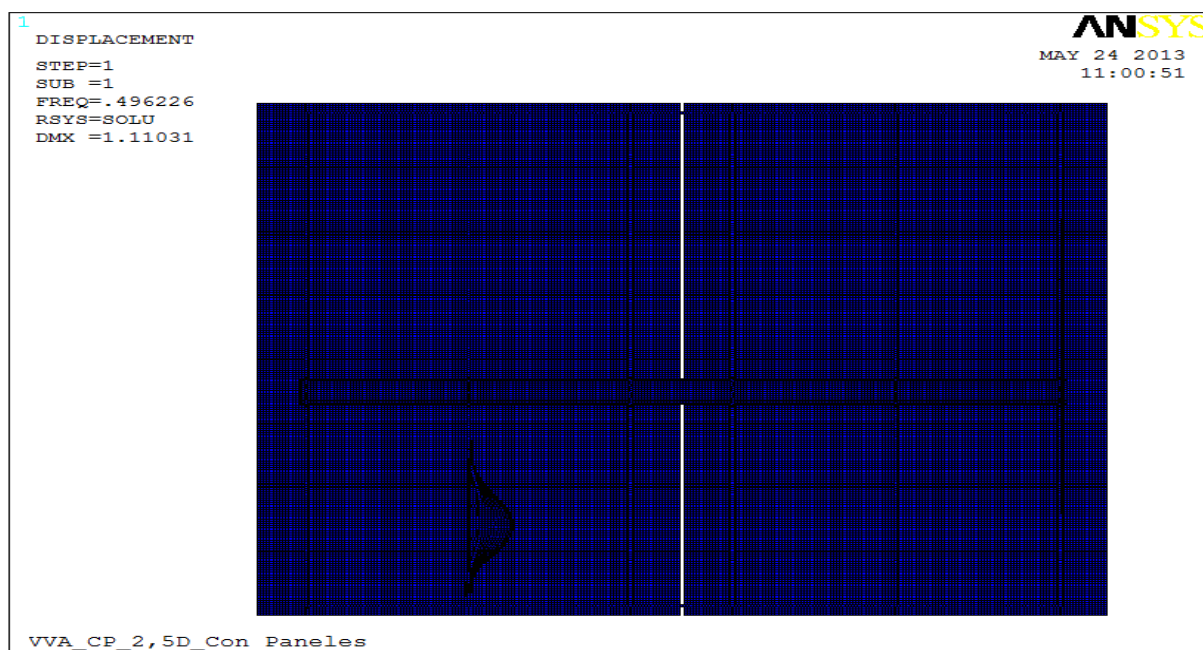
Figura 6.35 VVA_CP_2,5D_Con Paneles. Tensiones de Von Mises (MPa)

6.5.2.4 Carga crítica de pandeo

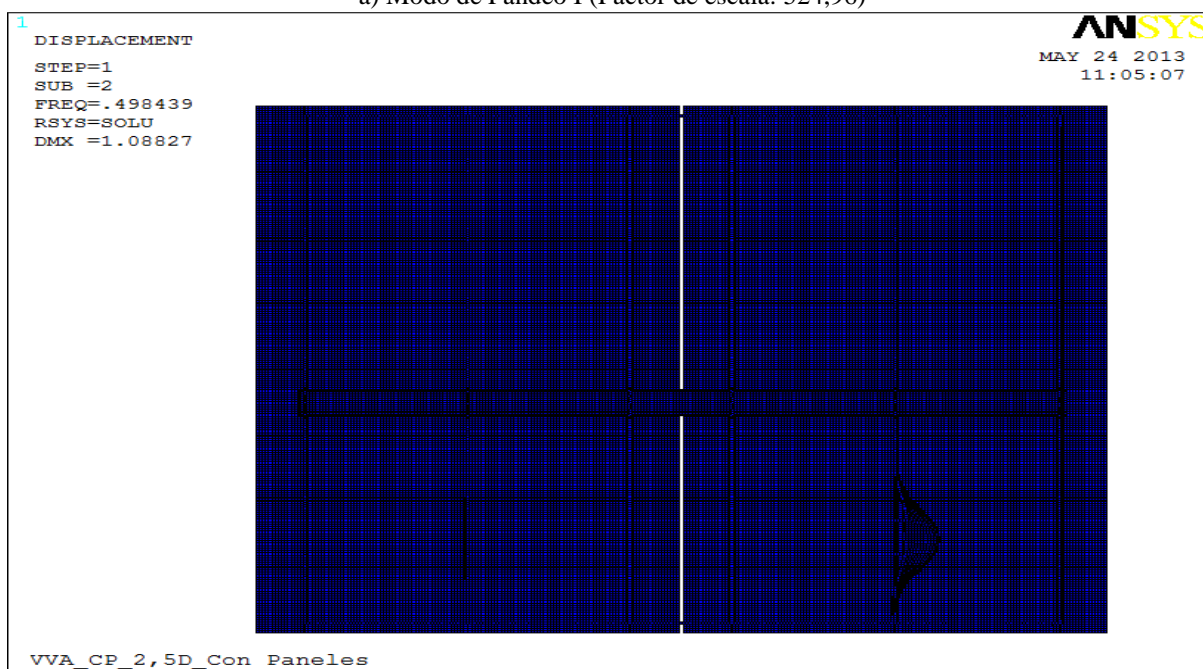
Tras ejecutar un análisis lineal de pandeo con ANSYS se obtiene la solución del problema de autovalores. Los factores de carga y modos de pandeo se muestran en las Fig 6.36 y 6.37

Modo de Pandeo	Multiplicador, λ
1	0,49623
2	0,49844
3	0,61660
4	0,62425

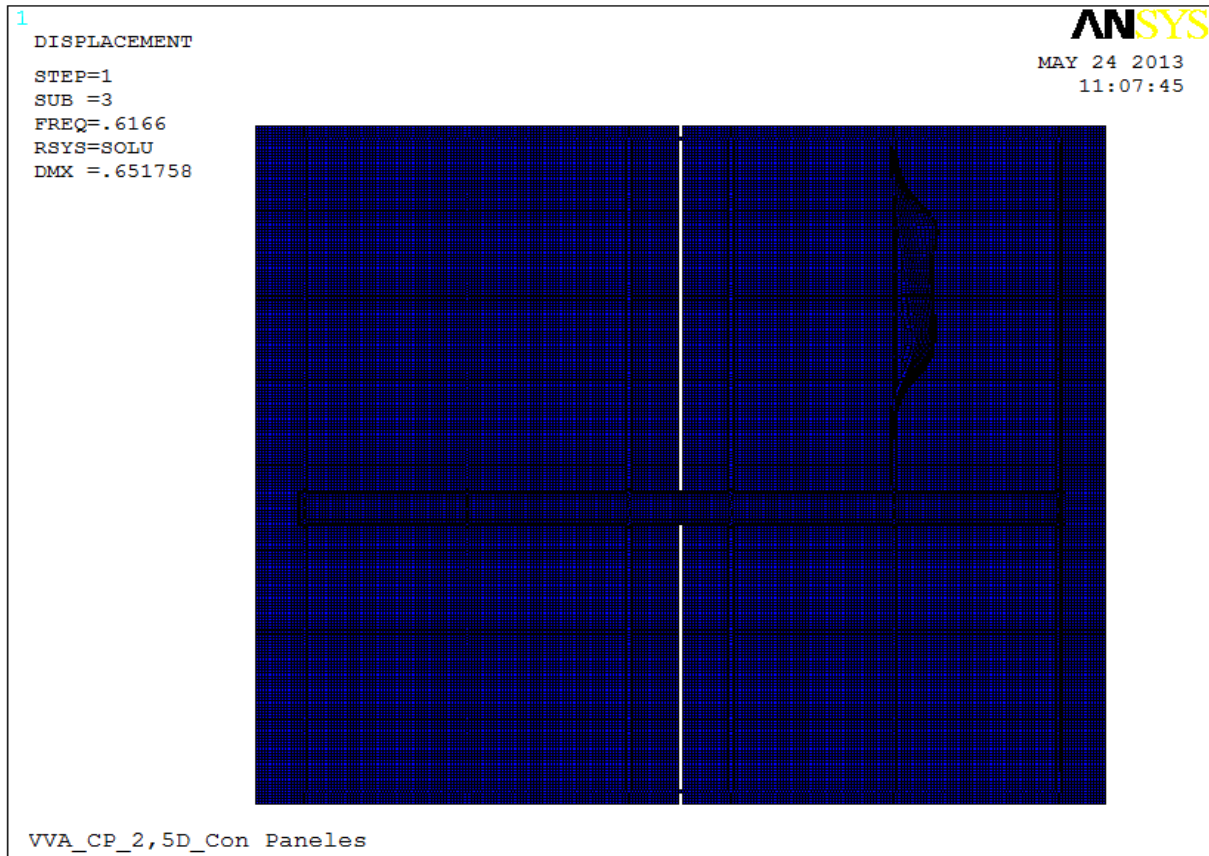
Figura 6.36 VVA_CP_2,5D_Con Paneles . Factores de carga asociados a cada modo de pandeo



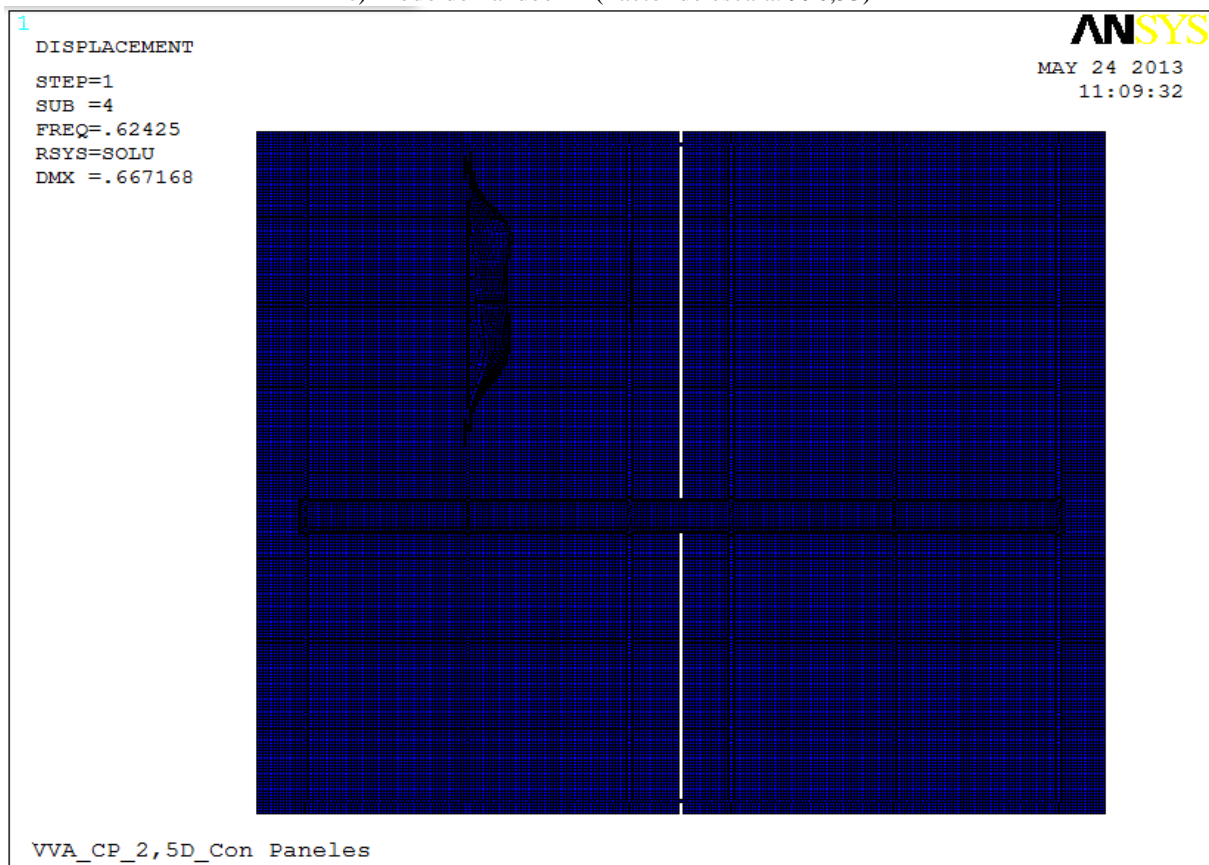
a) Modo de Pandeo I (Factor de escala: 524,96)



b) Modo de Pandeo II (Factor de escala: 596,81)



c) Modo de Pandeo III (Factor de escala: 996,53)



d) Modo de Pandeo IV (Factor de escala: 973,51)

Figura 6.37 VVA_CP_2,5D_Con Paneles. Modos de Pandeo de la estructura.

6.5.2.5 *Análisis de los resultados*

Los resultados de la optimización de topología, que se pueden observar en las Figuras 6.32 y 6.33, muestran gran similitud con los obtenidos en el caso de vigas en voladizo asimétricas con placas transversales; permanecen las dos vigas centrales y el resto de elementos se reducen prácticamente a tirantes que transfieren la carga a estas dos vigas centrales. Además la topología de cercha en estas dos vigas se muestra de manera más difusa, siendo necesario visualizar gran cantidad de rangos de densidades distintos para ello.

Los desplazamientos, que se muestran en la Figura 6.34, son similares a los del caso anterior, aunque con valores ligeramente menores. Los resultados de tensiones (Figura 6.31) son prácticamente idénticos a los obtenidos en el caso anterior, lo cual resulta bastante lógico, si se tiene en cuenta que la topología resultante es muy parecida para ambos casos. En la Figura 6.35, también se comprueba como los elementos de unión entre los paneles y las vigas actúan de manera correcta, pues se ve como los paneles no están solicitados. Con este hecho se revela que la diferencia entre el modelo anterior, sin paneles, y éste último, estriba en las cargas puntuales utilizado en uno, y los elementos de transmisión utilizados en el caso de los paneles.

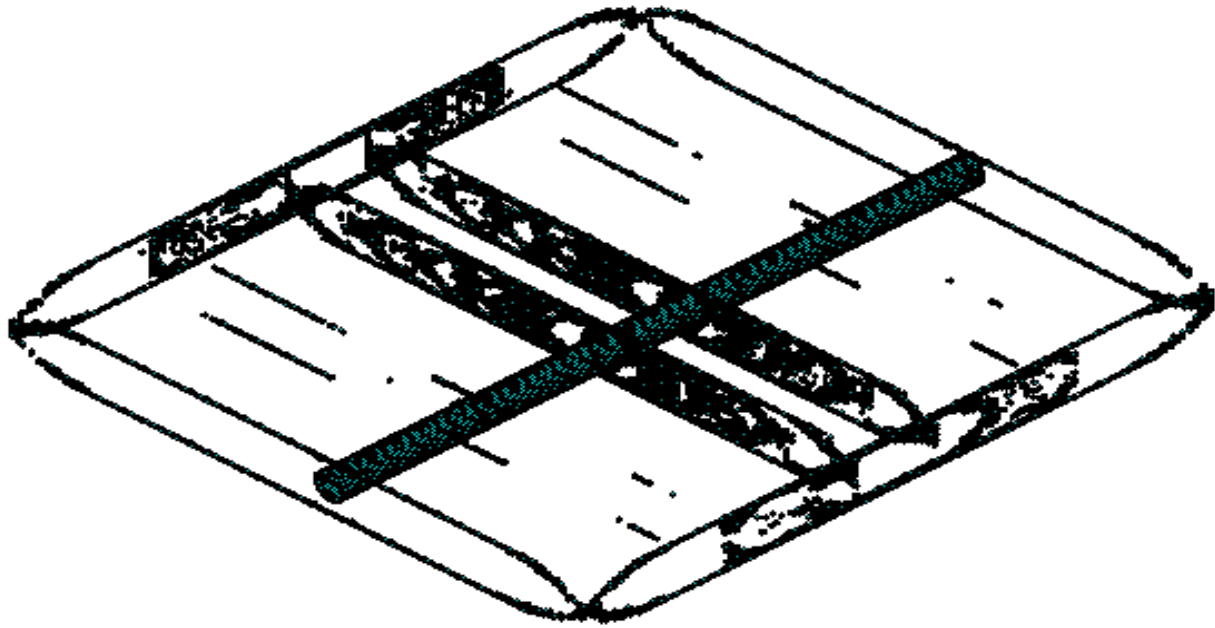
Los factores de carga asociados con los modos de pandeo, son mayores, como se esperaba, que en el caso anterior y se obtienen unos modos de pandeo perfectamente razonables para el tipo de estructura que se estudia.

6.6 COMPARATIVA ENTRE LOS MODELOS 6.3 Y 6.5

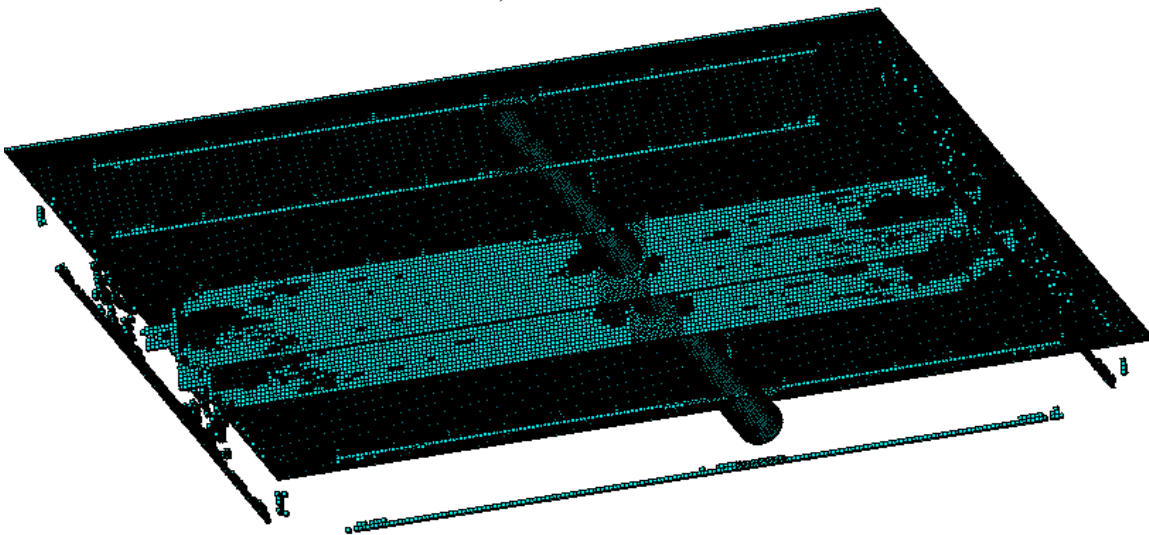
En el presente apartado se realiza la comparación de los resultados obtenidos para los modelos presentados en los apartados 6.3 y 6.5. La diferencia entre ambos modelos estriba en que en el modelo 6.5 se han incluido los paneles solares y los correspondientes soportes que transmiten las cargas de los mismos a las vigas, con lo cual ya no es necesario utilizar cargas puntuales, ya que se ha introducido la carga como presión sobre los paneles.

Para la comparación se han escogido los resultados para las topologías con elementos con una densidad mayor que 0,112.

El primer resultado que se compara es la topología obtenida tras la optimización. Las topologías de ambas estructuras, una vez optimizadas, se muestran en la Figura 6.38. La figura revela que ambas topologías son bastante parecidas, el mecanismo de transmisión de las cargas es el mismo, que se explicó en el apartado 6.4 para la estructura arriostrada, para las dos estructuras objeto de estudio de este apartado. La mayor diferencia que se observa es que en el caso de la estructura con los paneles solares, hay menos cantidad de material en la parte de los arriostramientos y existe más material en las dos vigas centrales (el resto de vigas se ha eliminado prácticamente en su totalidad, solo se conservan los cordones superiores e inferiores, como ya se explicó en 6.4, y también se conservan, como es lógico, los soportes encargados de transmitir las cargas desde los paneles a la estructura). Estas dos vigas centrales presentan la clásica tipología de cercha, aunque se aprecia de manera más difusa que en el caso de la estructura 6.3 debido a la existencia de mayor cantidad de elementos en las vigas que en el caso 6.3. Esta diferencia en la topología se puede deber a la distinta configuración de las cargas, ya que apenas es la única diferencia existente entre ambos modelos, y los resultados de la optimización de topología son muy sensibles a la disposición de la carga. Sin embargo estos resultados no permiten conocer cuál de las dos estructuras trabaja de manera más eficiente, por lo que han de analizarse, a continuación, los resultados obtenidos para los desplazamientos y tensiones para conocer que estructura es más adecuada.



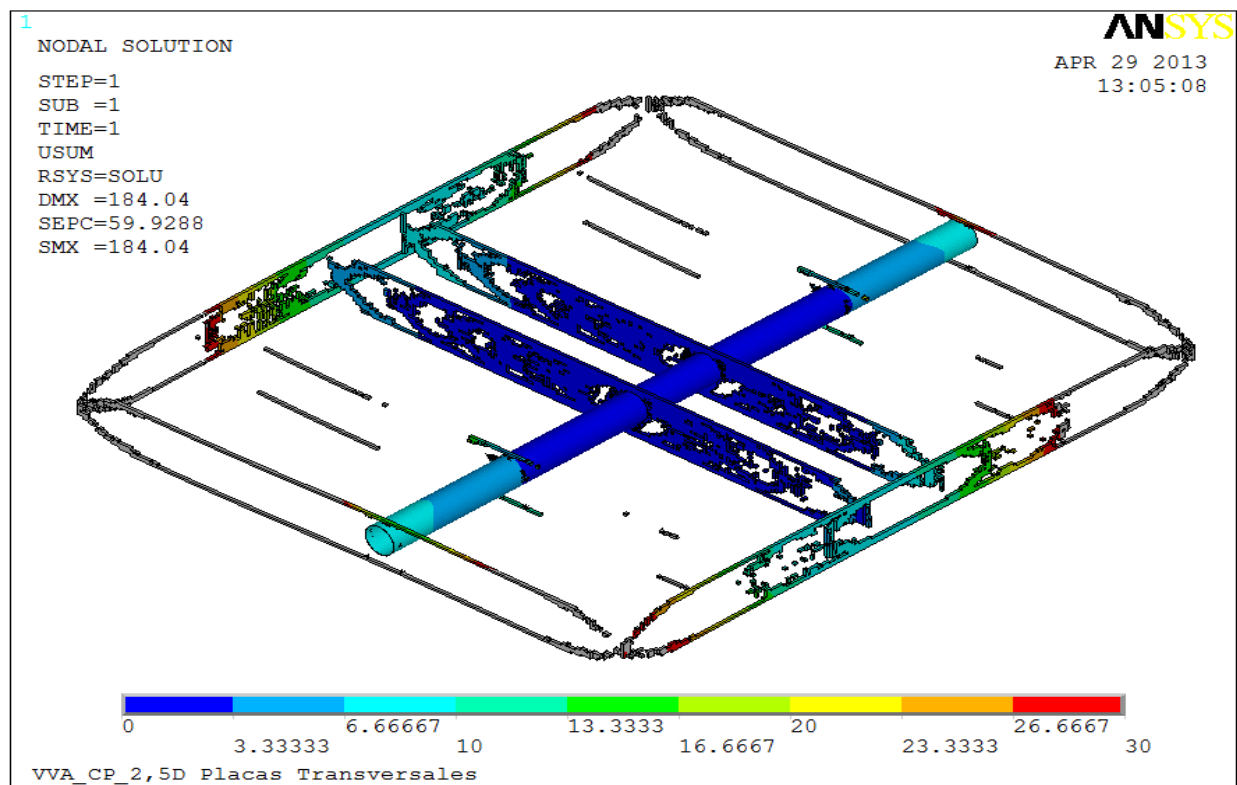
a) Estructura arriostrada



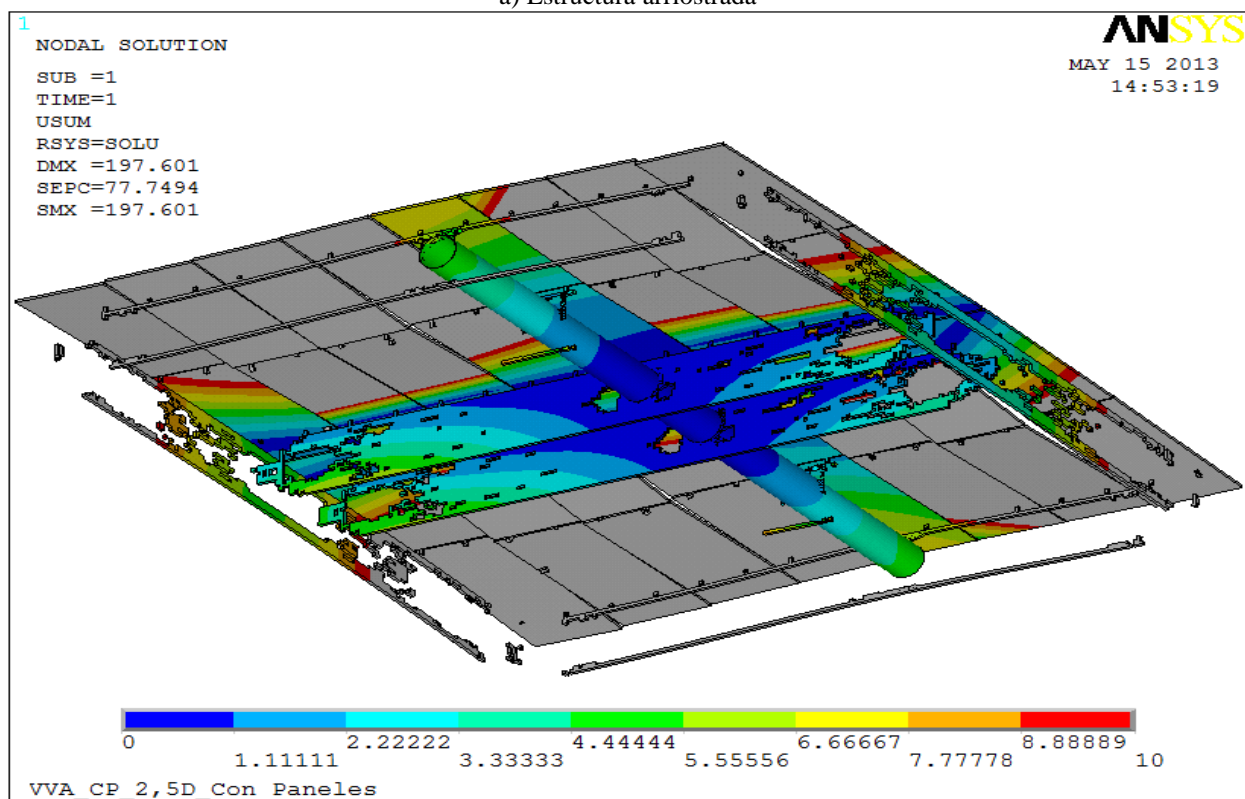
b) Estructura arriostrada y con paneles solares (vista desde abajo)

Figura 6.38 Comparativa de resultados de la optimización de topología (Elementos con densidad $> 0,112$)

Así pues el siguiente punto de comparación es el resultado que se ha obtenido para los desplazamientos de ambas estructuras. Estos resultados se presentan en la Figura 6.39. No se comprueban los valores del SEPC, pues se tienen distintas cargas y las estructuras difieren de manera sensible. En dicha figura se puede comprobar, utilizando el mismo punto de referencia que en el apartado 6.4 (el extremo de los tubos) que los desplazamientos que presenta la estructura 6.5 son menores que los de la estructura 6.3 (4,44 mm frente a 6,66 mm) y sin embargo el incremento de peso de 6.5 es prácticamente despreciable pues el único aumento del mismo es el de los soportes (las únicas cargas vienen dadas por el peso propio de los paneles que ya estaban considerados en la estructura 6.3, y en el resto de estructuras del proyecto, con los valores de las cargas puntuales). Por otra parte, si se observan los desplazamientos en los extremos de las vigas centrales, se comprueba que se obtienen prácticamente los mismos desplazamientos.



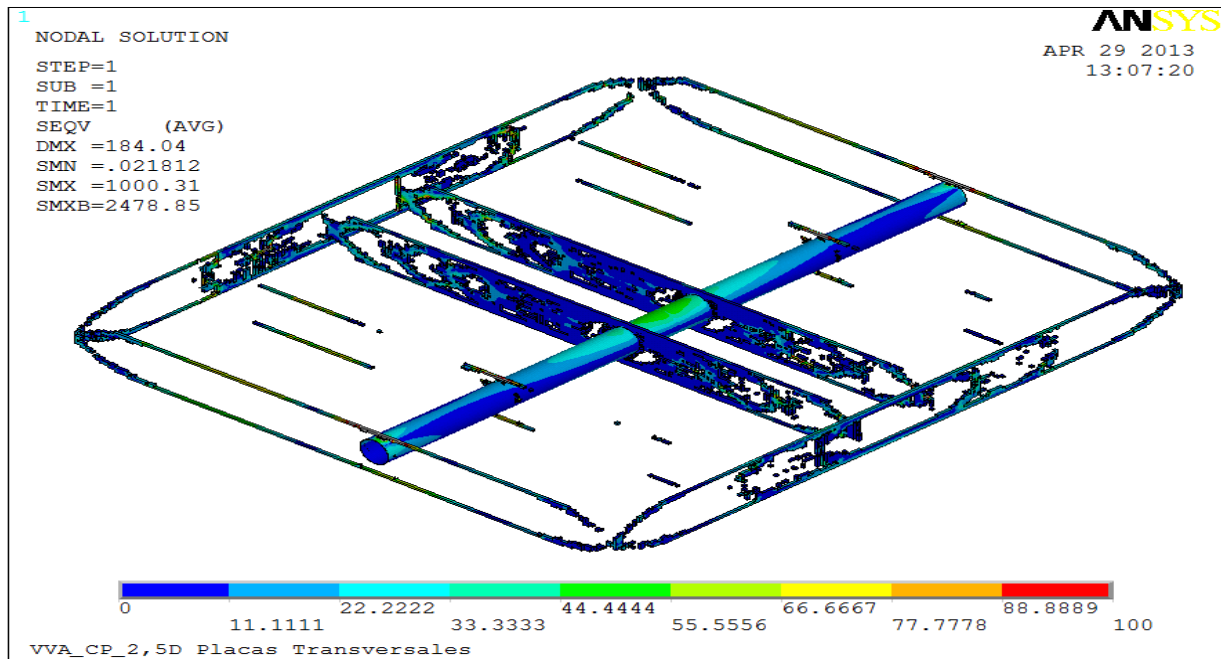
a) Estructura arriostrada



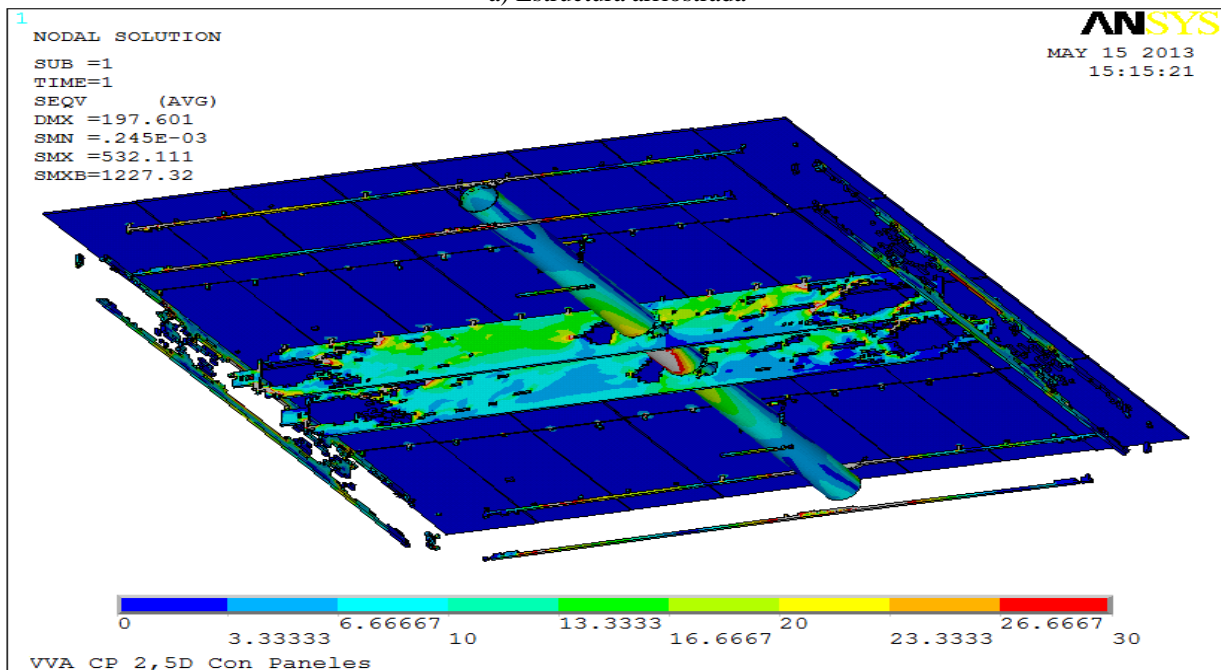
b) Estructura arriostrada y con paneles solares (vista desde abajo)

Figura 6.39 Comparativa de resultados de desplazamientos (Elementos con densidad > 0,112)

En la Figura 6.40 se muestran los resultados de tensión obtenidos para cada una de las estructuras. A la vista de los resultados se comprueba como la tensión sobre las cerchas en la estructura 6.5 es inferior que la de la estructura 6.3, y que el material está más aprovechado, pues la tensión predominante en la mayoría de la cercha es de 13,333 MPa frente a los 22,2 MPa que se obtienen en las cerchas de la estructura 6.3. En la zona central del tubo, cerca del apoyo, donde se producen las mayores tensiones del mismo, se obtienen tensiones aproximadamente del mismo valor, lo cual es lógico teniendo en cuenta que apenas hay variaciones de una estructura a otra, y que las mayores diferencias se encuentran en las vigas centrales.



a) Estructura arriostrada

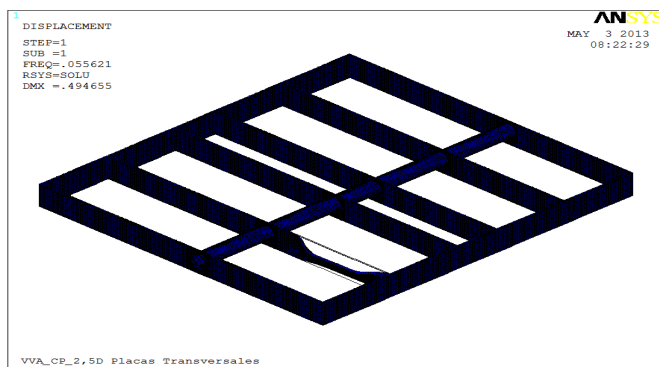


b) Estructura arriostrada y con paneles solares (vista desde abajo)

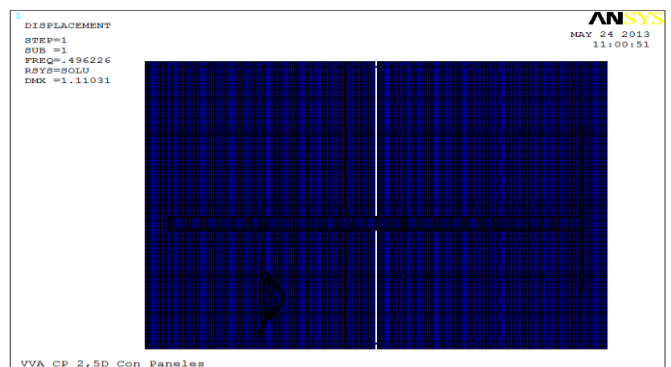
Figura 6.40 Comparativa de resultados de tensiones (Elementos con densidad > 0,112)

El último punto de comparación son los modos de pandeo obtenidos para ambas estructuras. Estos se muestran para ambas estructuras en la Figura 6.41. Como ya se ha comentado en el apartado 6.4 los modos obtenidos para la estructura 6.3 son coherentes con las condiciones que se dan en la estructura, al igual que ocurre con la estructura 6.5; al añadir los paneles solares, con cargas de presión, y los soportes, también se buscaba un comportamiento más cercano al comportamiento real de la estructura soporte de paneles solares, y como se puede apreciar en la Figura 6.41, los modos de pandeo obtenidos podrían ocurrir perfectamente en la realidad. Además, cabe destacar también, que como era de esperar, por las mayores restricciones, los factores de carga son mayores en la estructura presentada en 6.5 que la de 6.3.

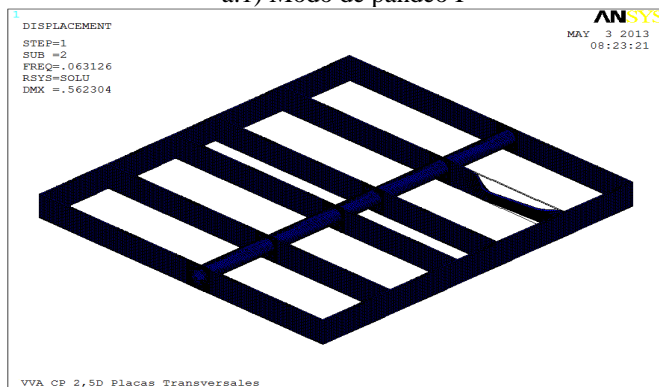
En resumen, se puede deducir, de todo lo expuesto anteriormente, que ambas estructuras, 6.3 y 6.5, son muy parecidas entre sí, pero bajo las condiciones dadas, la estructura 6.5 trabaja de manera algo más eficiente que la estructura 6.3.



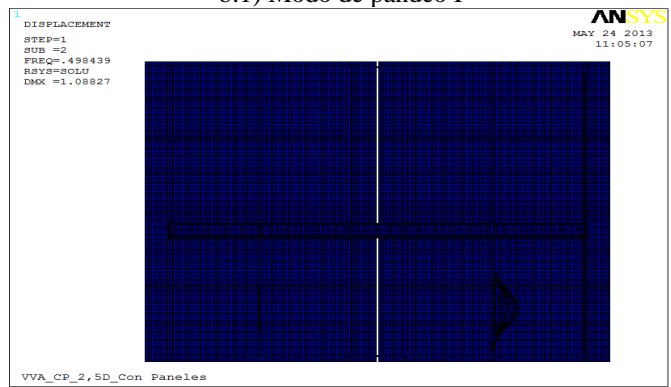
a.1) Modo de pandeo I



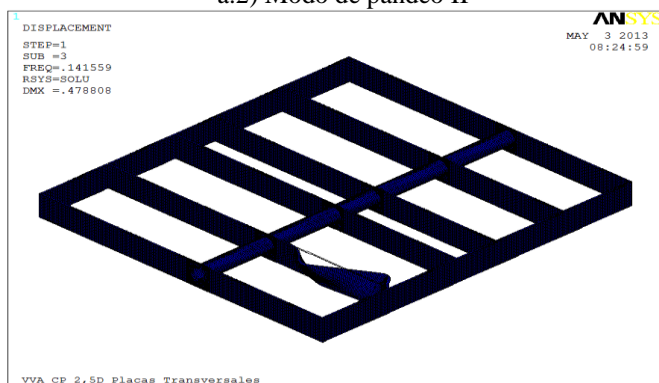
b.1) Modo de pandeo I



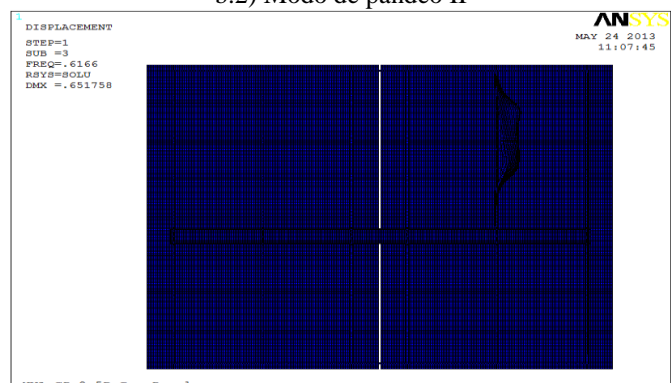
a.2) Modo de pandeo II



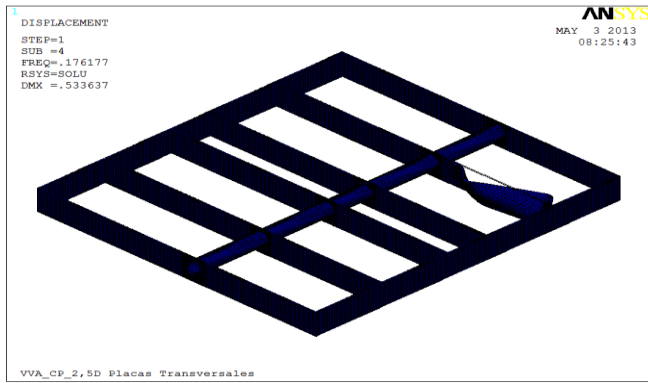
b.2) Modo de pandeo II



a.3) Modo de pandeo III

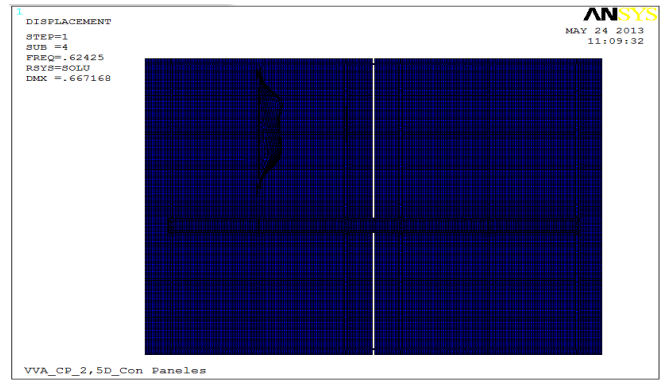


b.3) Modo de pandeo III



a.4) Modo de pandeo IV

a) Estructura con arriostramientos



b.4) Modo de pandeo IV

b) Estructura con paneles solares

Figura 6.41 Comparativa de los modos de pandeo de las estructuras

7 Diseño óptimo topológico de estructura global

7.1 INTRODUCCIÓN

En el presente apartado se realiza la optimización de topología para un único ejemplo con comportamiento espacial.

En este capítulo se completa la evolución seguida en el desarrollo de los modelos a lo largo de todo el proyecto. En este caso, la estructura modelizada consiste en dos bloques macizos unidos entre sí por un tubo que los atraviesa. Se busca que tras la realización de la optimización de topología se obtenga una estructura similar a la de las estructuras portantes de paneles solares. El objetivo buscado con la optimización de este modelo es el más ambicioso de todos los realizados y conlleva además el mayor coste computacional debido a la gran cantidad de elementos finitos que lo conforman.

El objetivo es minimizar la “compliance” para una reducción de volumen dada, obteniéndose un elemento estructural optimizado topológicamente, sobre el cual se llevará a cabo un análisis lineal y de estabilidad.

7.2 BLOQUES MACIZOS EN VOLADIZO ASIMÉTRICOS CON PANELES

7.2.1 Introducción

Este ejemplo corresponde a la optimización de topología de los voladizos de la Fig. 7.1. Las cargas se ha aplicado en forma de presión sobre los paneles que están directamente unidos con los bloques pero son de un material distinto al resto de la estructura. Todos los grados de libertad están restringidos en el tubo en el lugar que se muestra en la figura. Los elementos utilizados para el mallado son elementos sólidos con 20 nodos y tres grados de libertad por nodo (SOLID95).

Los datos de la figura se resumen en la Tabla 7.1

Geometría		
Longitud voladizo izquierdo (mm)	L1	5887,5
Longitud voladizo derecho (mm)	L2	4517,5
Altura bloques (mm)	H	1000
Longitud del panel (mm)	P1	3210
Ancho del panel (mm)	P2	1350
Espesor del panel (mm)	e_p	40
Separación entre macizos (mm)	d1	80
Separación entre paneles (mm)	d2	20
Longitud del tubo (mm)	L	11720
Diámetro exterior del tubo (mm)	D_e	560
Diámetro interior del tubo (mm)	D_i	554
Materiales		
Módulo de elasticidad del acero (GPa)	E_s	210
Módulo de elasticidad del aluminio (GPa)	E_A	70
Coefficiente de Poisson	ν	0,3
Cargas		
Presión sobre cada panel (kN/m ²)	Q	0,3

Tabla 7.1 Datos de bloques macizos en voladizo asimétricos con paneles

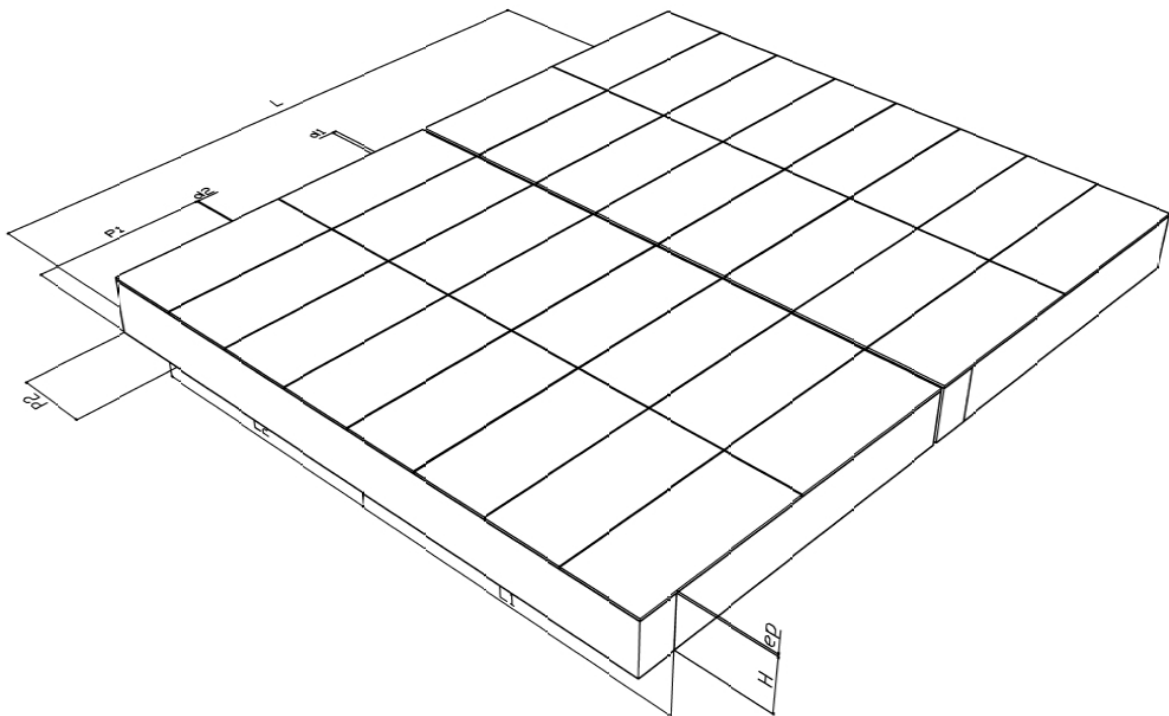


Figura 7.1 Bloques macizos en voladizo asimétricos (BMV_3D_Con Paneles). Datos de geometría y cargas.

7.2.2 Bloques macizos en voladizo asimétricos con paneles

En este caso, se ha efectuado un mallado mapeado en las zonas regulares de los bloques, en donde el tamaño del elemento es de 50 mm. Se malla de igual manera para los paneles no optimizables. Los volúmenes de las placas donde se sitúa el tubo están mallados con un tamaño de elemento de 50 mm, utilizando elementos tetrahedrales (mallado libre). Por último, sobre el tubo se ha realizado un mallado de barrido, con elementos no optimizables, dividiendo la circunferencia en 35 elementos, de manera que se garantice la continuidad de la malla. El objetivo es la minimización de la “compliance” para una reducción de volumen del 85%.

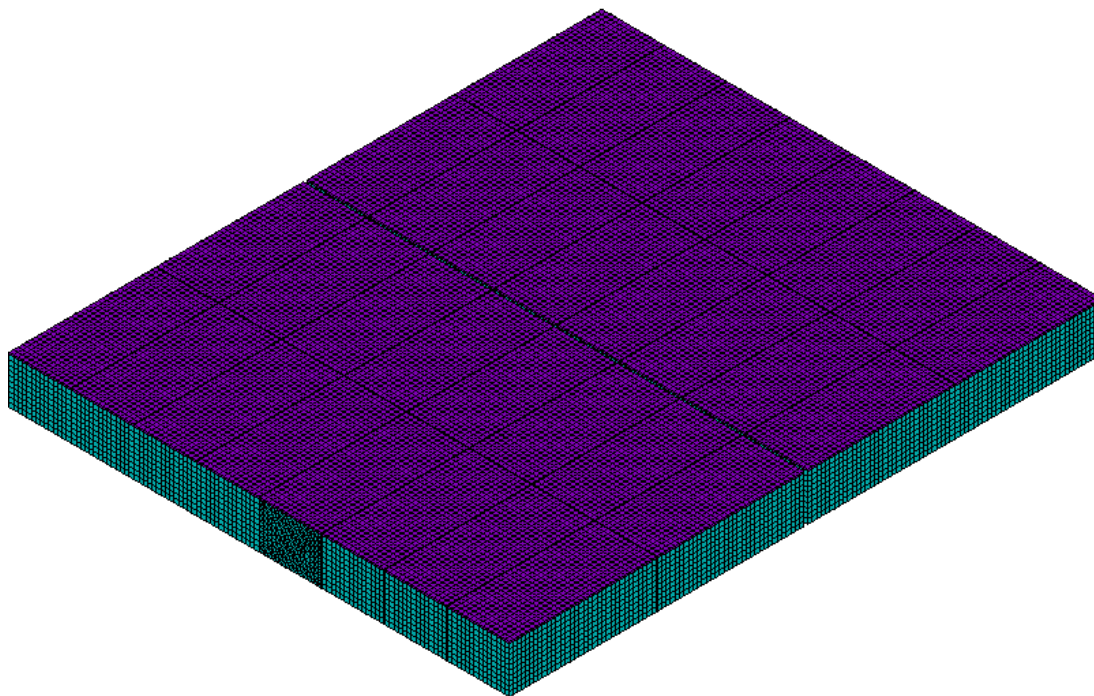


Figura 7.2 BMV_3D_Con Paneles. Modelo de elementos finitos

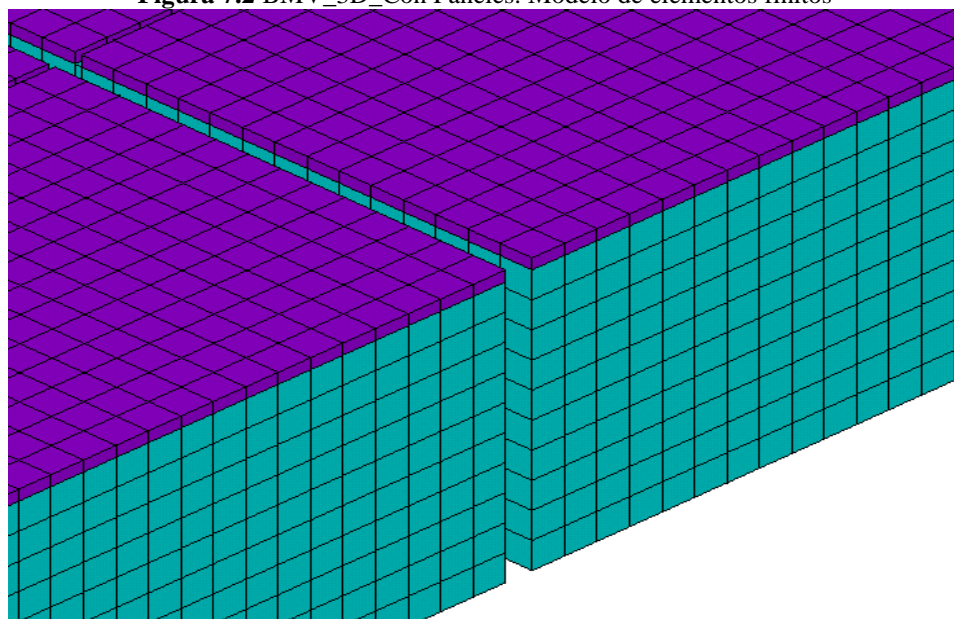


Figura 7.3 BMV_3D_Con Paneles. Detalle de la malla

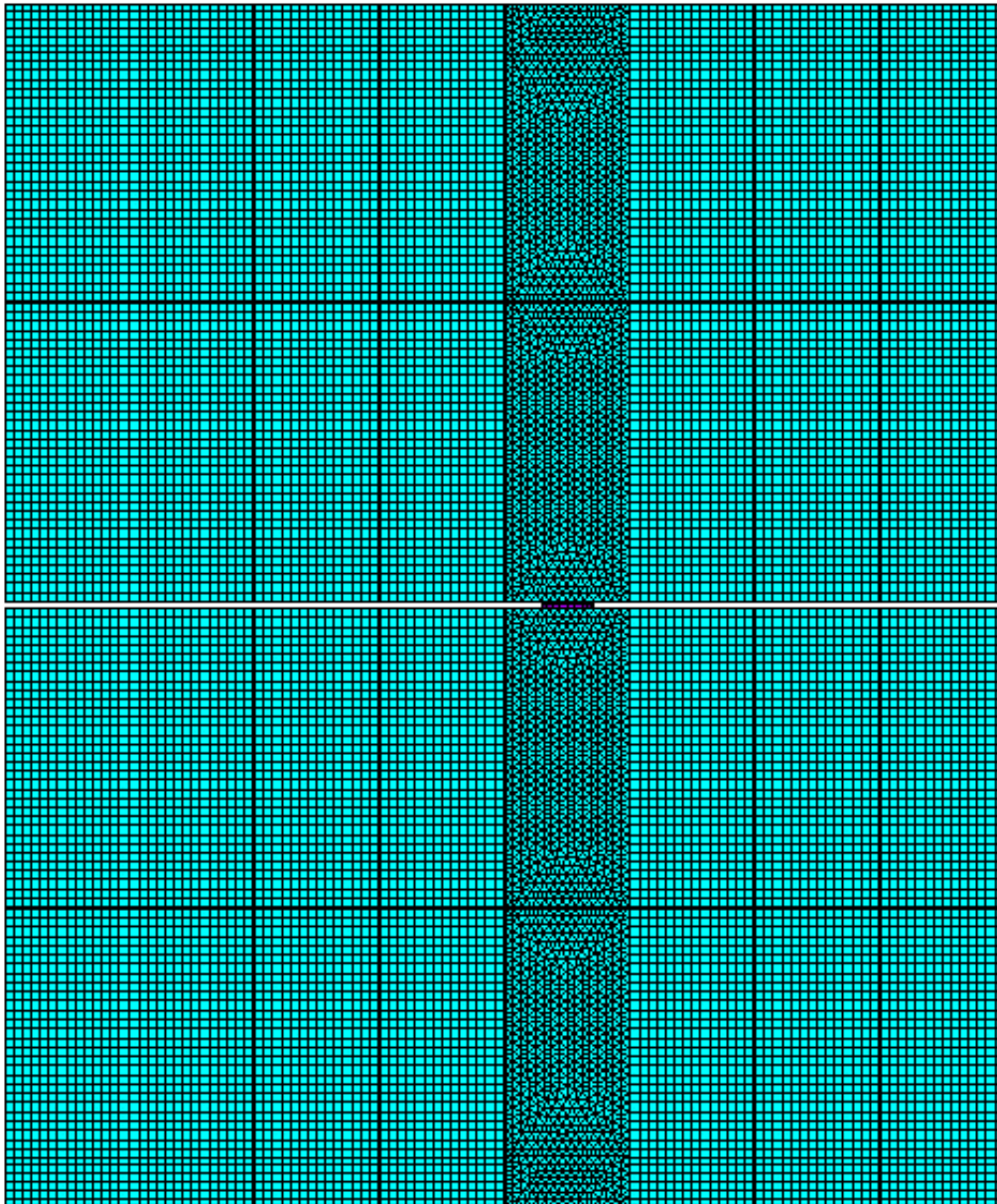


Figura 7.4 BMV_3D_Con Paneles. Vista inferior del modelo

7.2.2.1 Resultados de la optimización de topología

En la Fig. 7.5 se muestran el diseño inicial, algunas iteraciones intermedias, y la topología óptima final para una reducción de volumen del 85%, habiéndose utilizado para ello el método OC. En cada una de las figuras se indica el número de la iteración y el valor de la “compliance”.

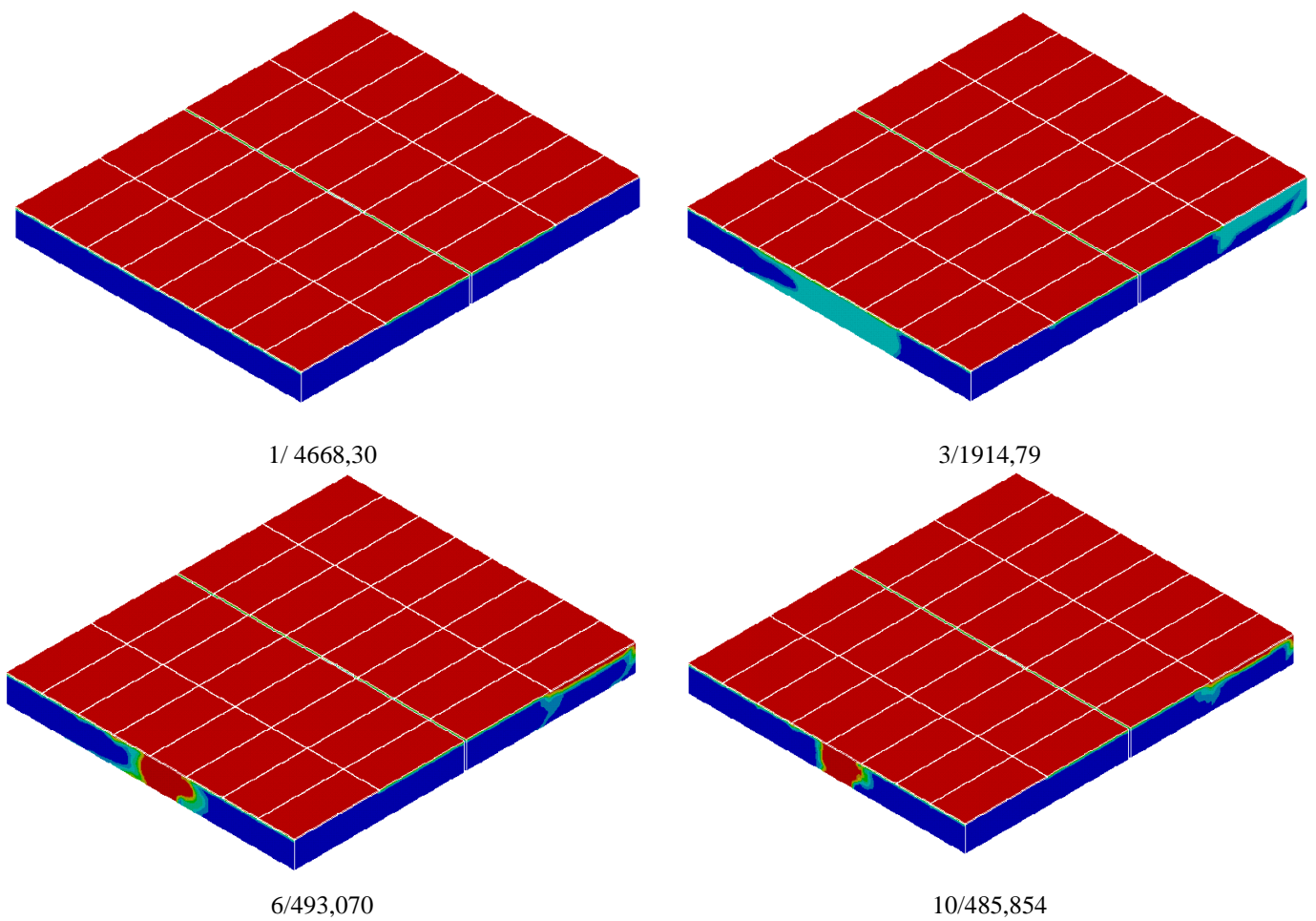


Figura 7.5 BMV_3D_Con Paneles. Evolución de la topología (Iteración/"compliance")

En la Fig. 7.6 se muestra la evolución de la "compliance" para una reducción de volumen del 85%.

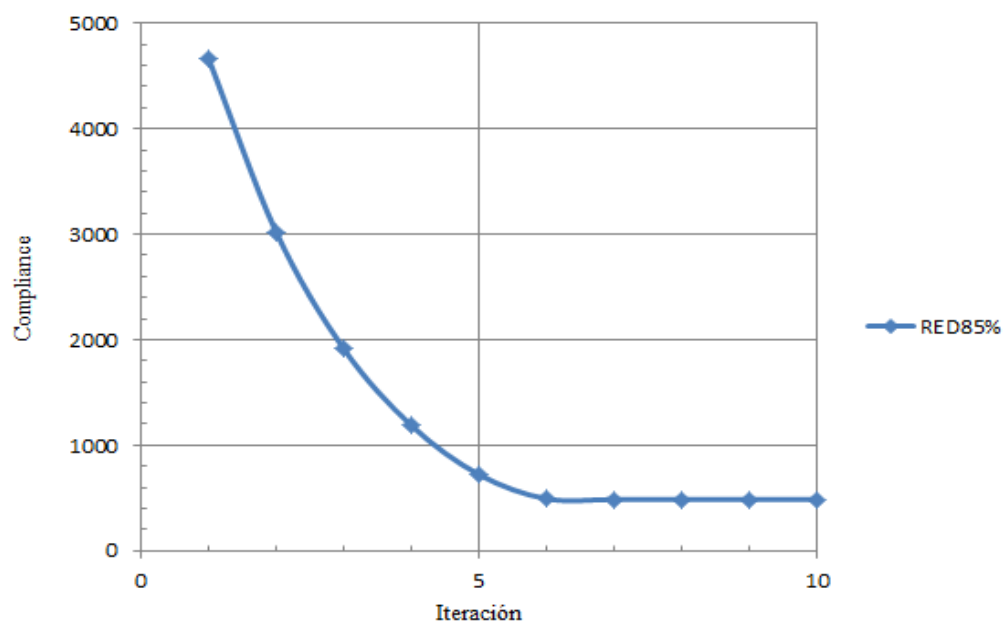
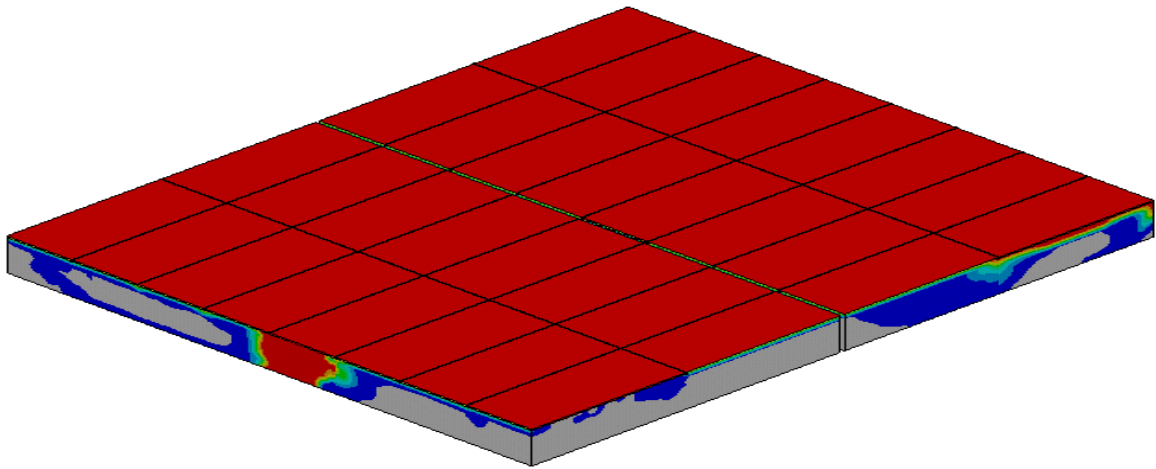
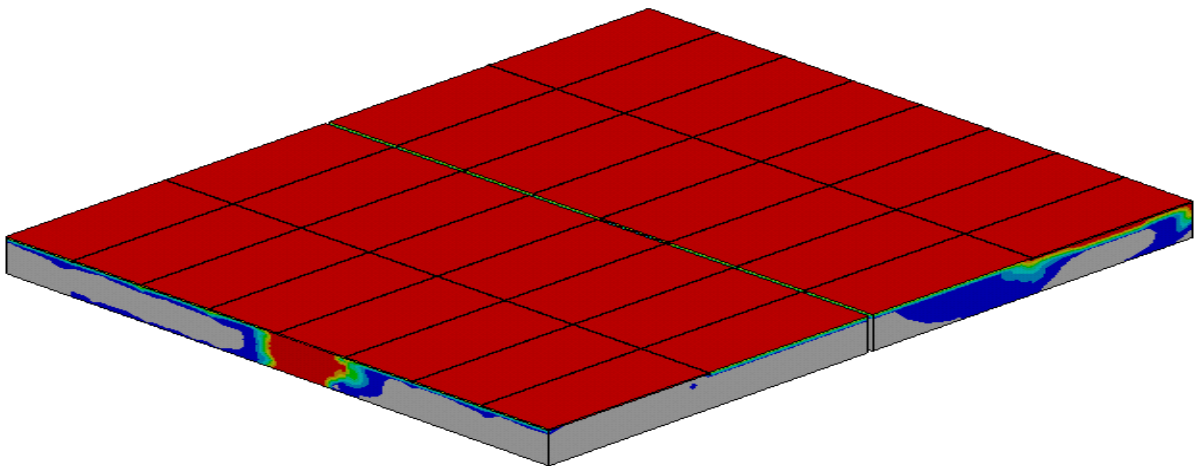


Figura 7.6 BMV_3D_Con Paneles. Evolución de la "compliance" (RED85%)

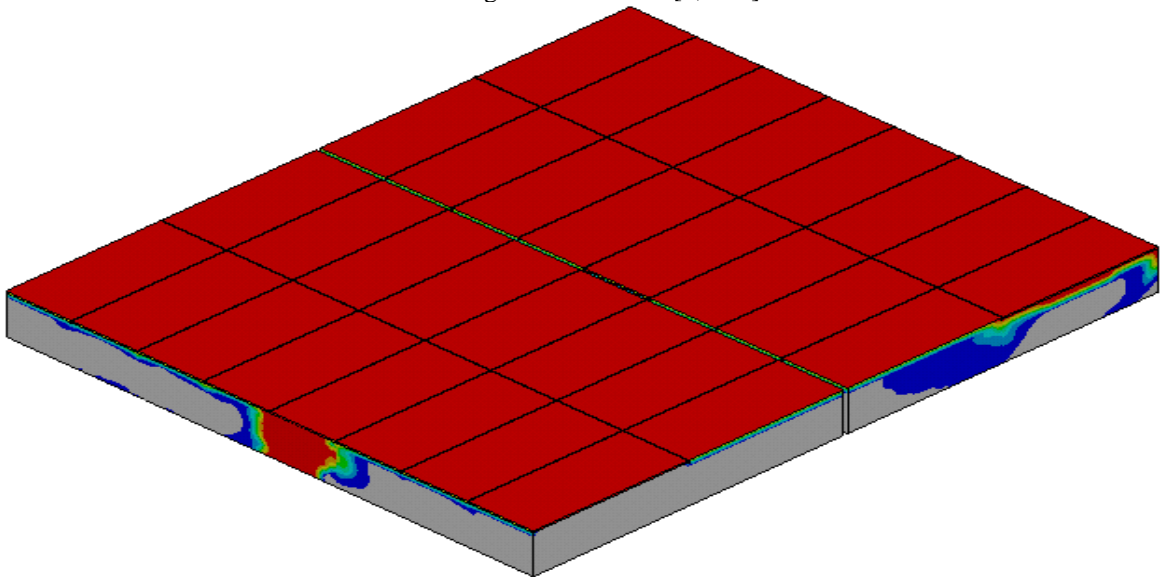
En la Fig. 7.7 se muestran los resultados de topología óptima para distintos rangos de densidades de los elementos.



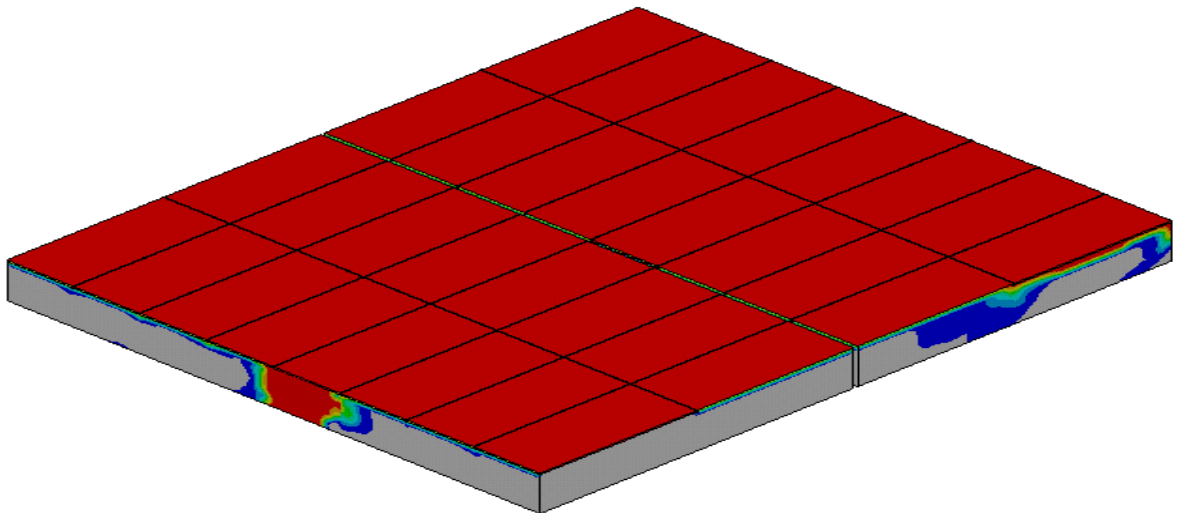
Rango de densidades [0,01-1].



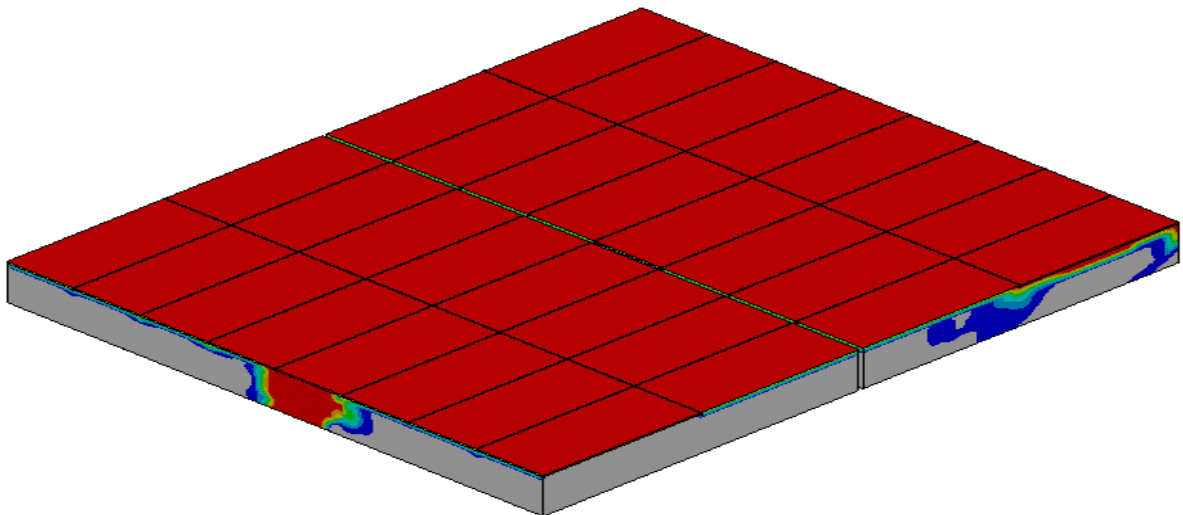
Rango de densidades [0,02-1].



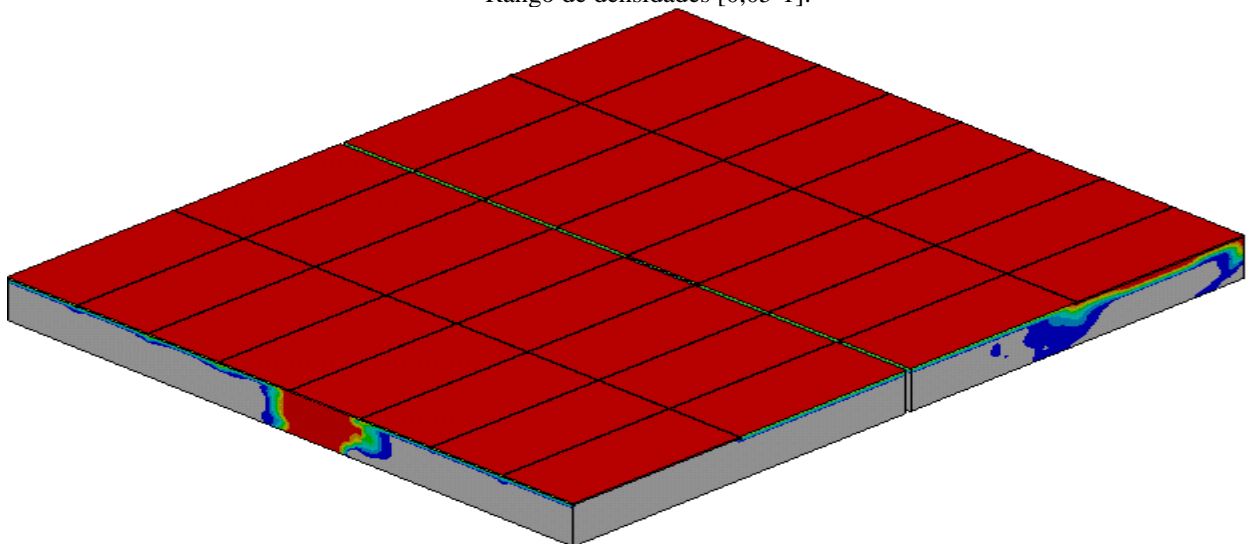
Rango de densidades [0,03-1].



Rango de densidades [0,04-1].



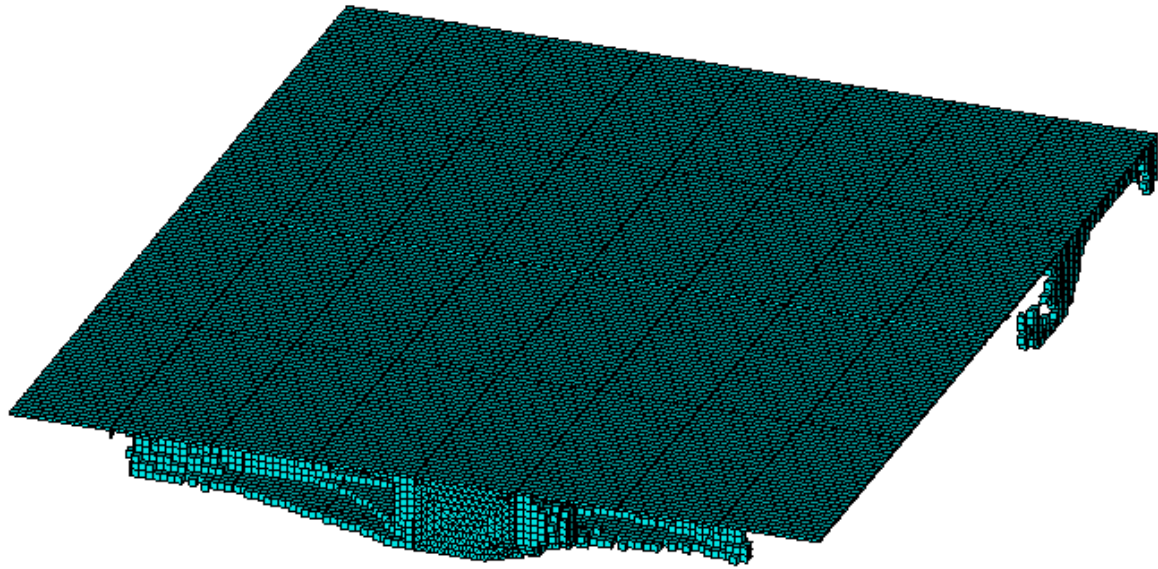
Rango de densidades [0,05-1].



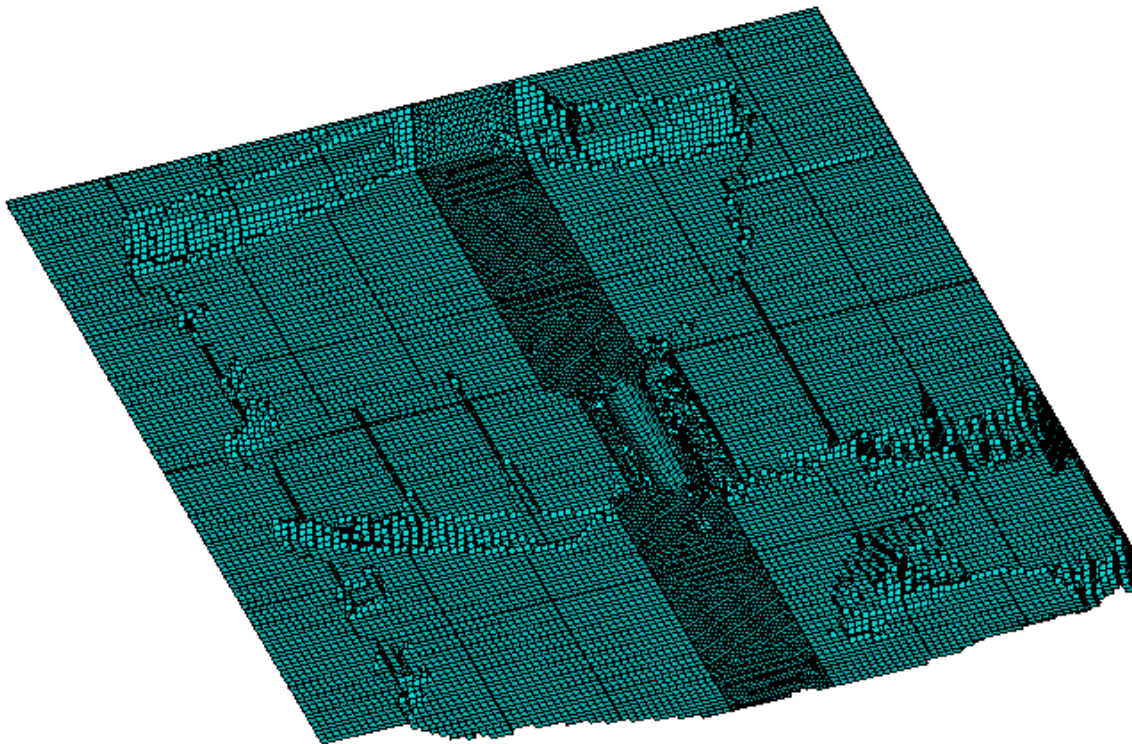
Rango de densidades [0,06-1].

Figura 7.7 BMV_3D_Con Paneles. Representación de la topología óptima con distintos rangos de densidades

En la Fig. 7.8 se representan los elementos a mantener obtenidos en la optimización de topología, tomando dos valores límite de densidades distintos.

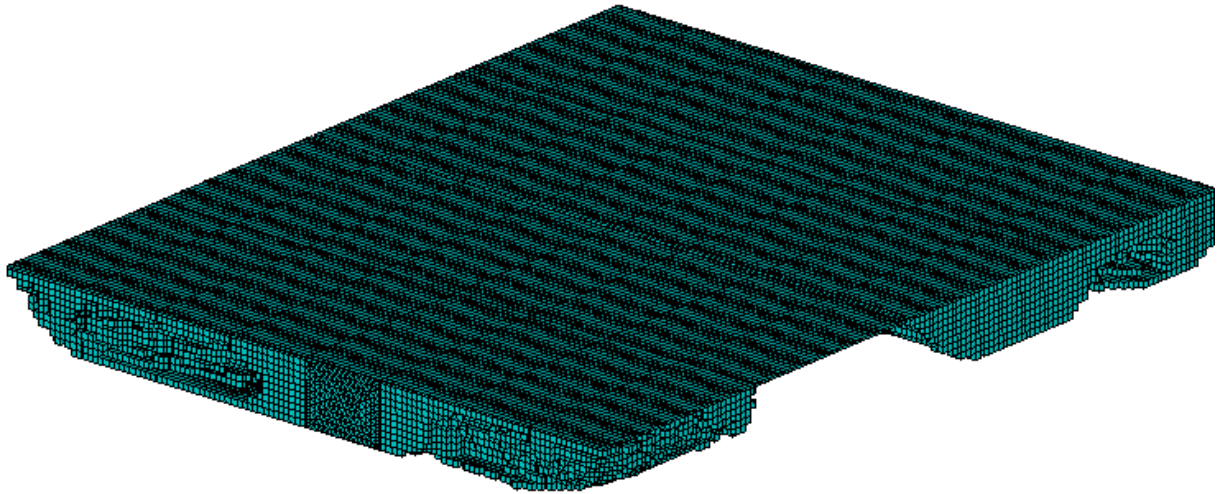


a.1) Vista superior

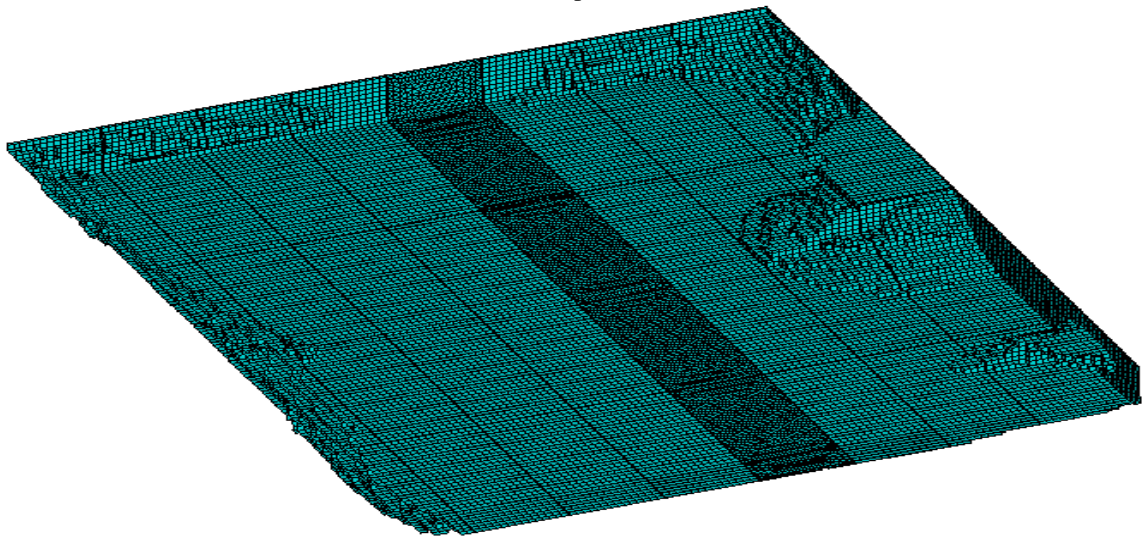


a.2) Vista inferior

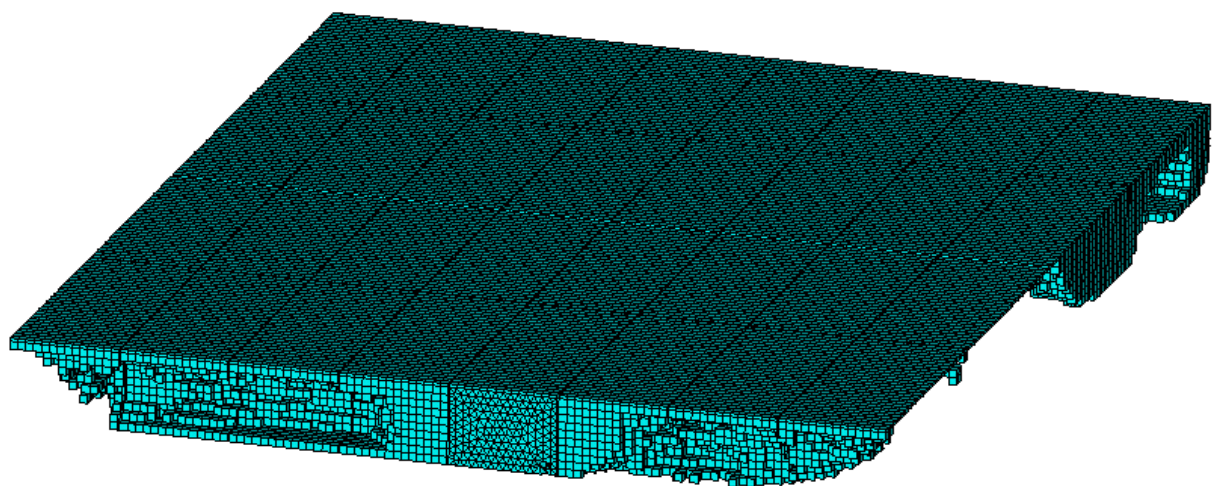
a) Elementos con densidades $\geq 0,112$



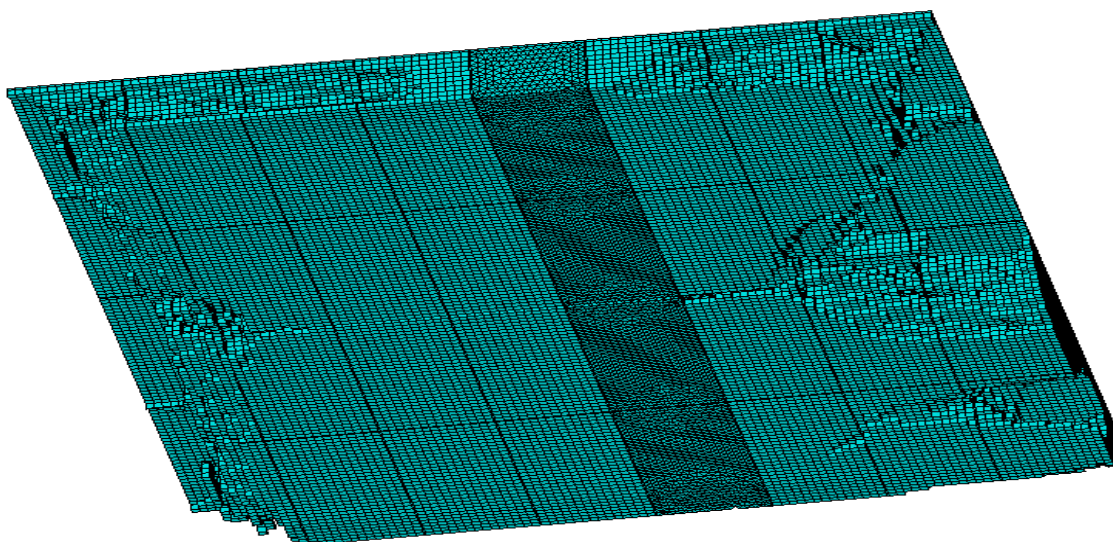
b.1) Vista superior



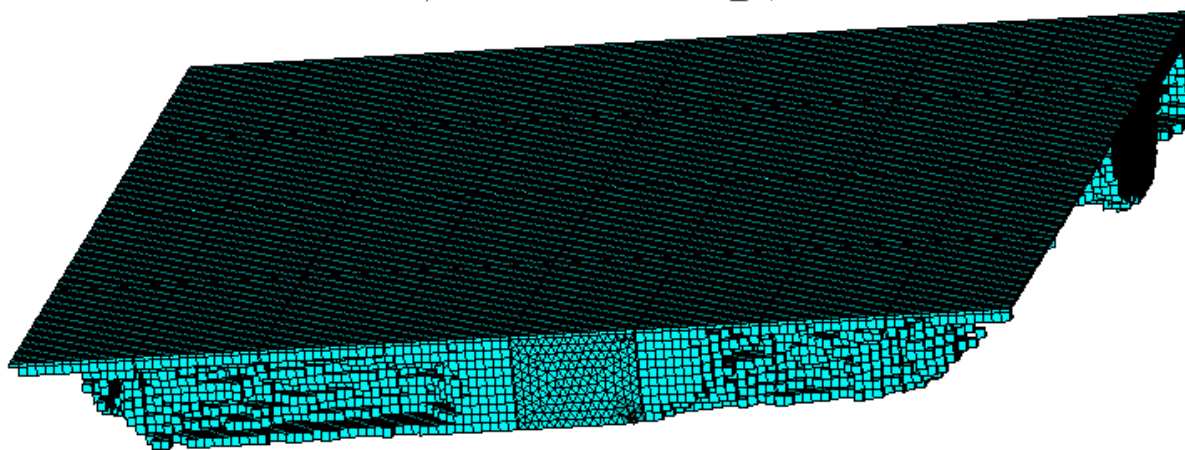
b.2) Vista inferior

b) Elementos con densidades $\geq 0,01$ 

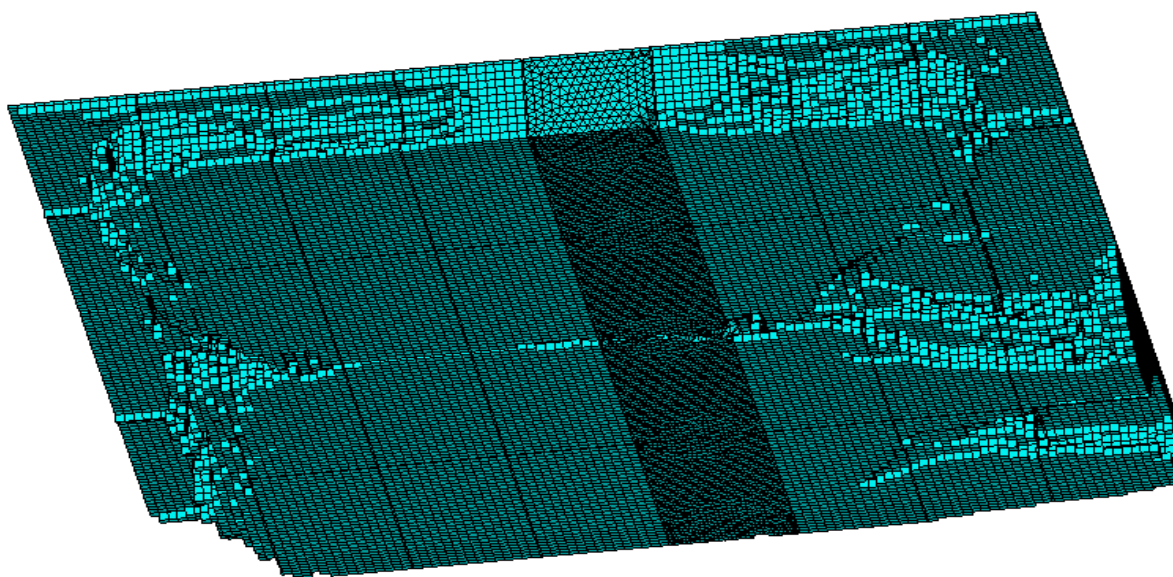
c.1) Vista superior



c.2) Vista inferior

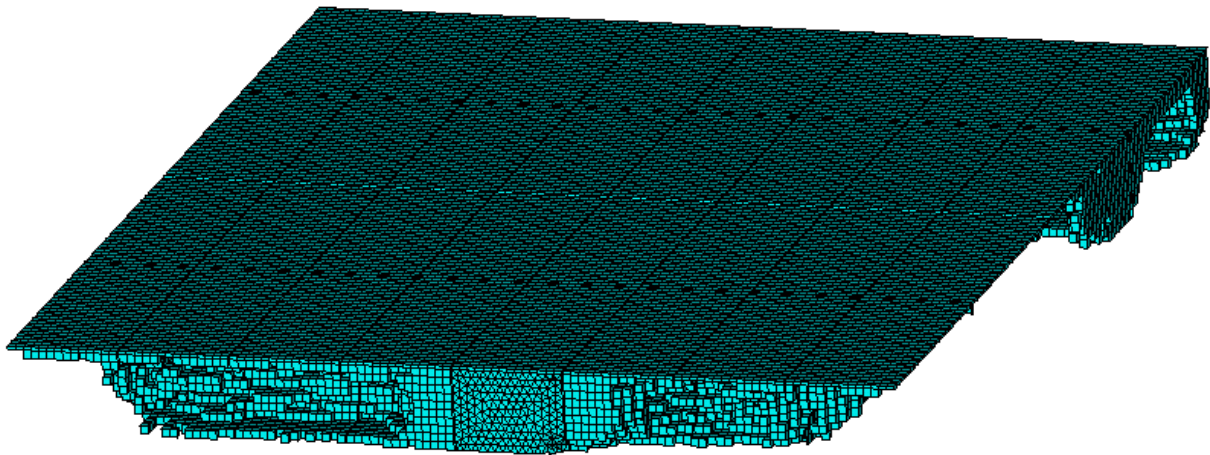
c) Elementos con densidades $\geq 0,02$ 

d.1) Vista superior

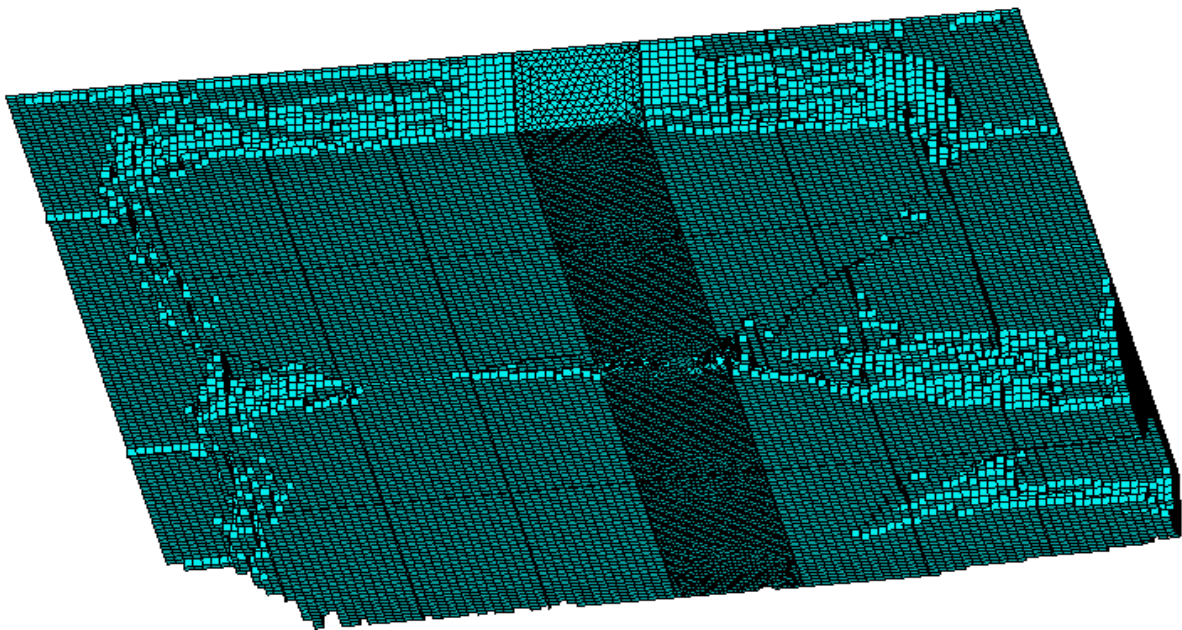


d.2) Vista inferior

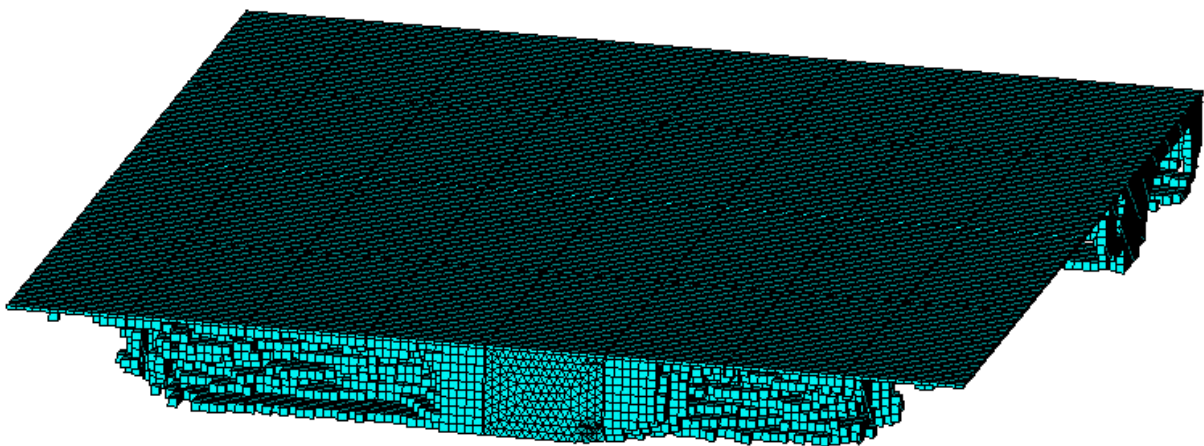
d) Elementos con densidades $\geq 0,03$



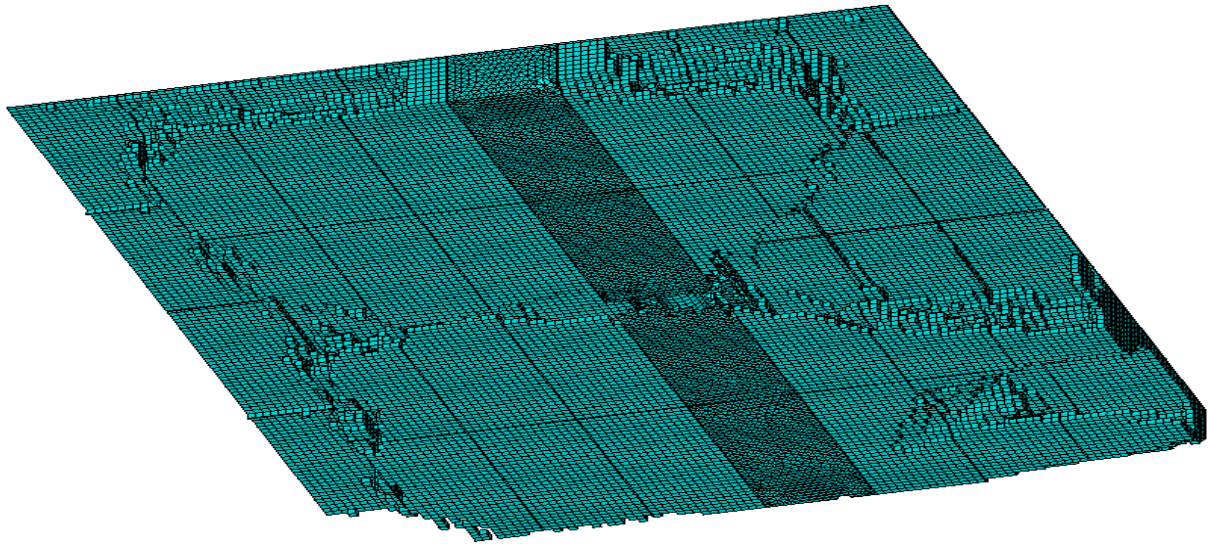
e.1) Vista superior



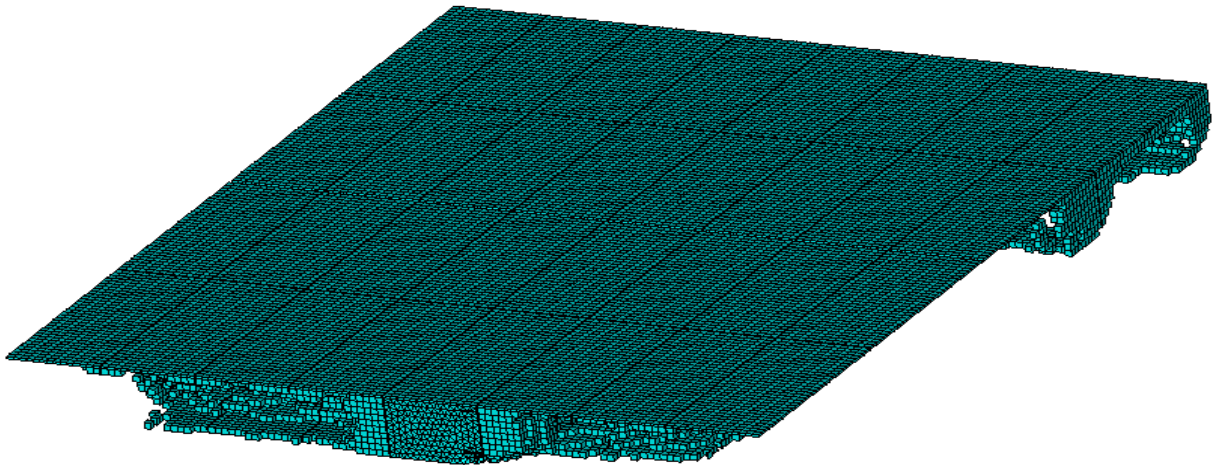
e.2) Vista inferior

e) Elementos con densidades $\geq 0,04$ 

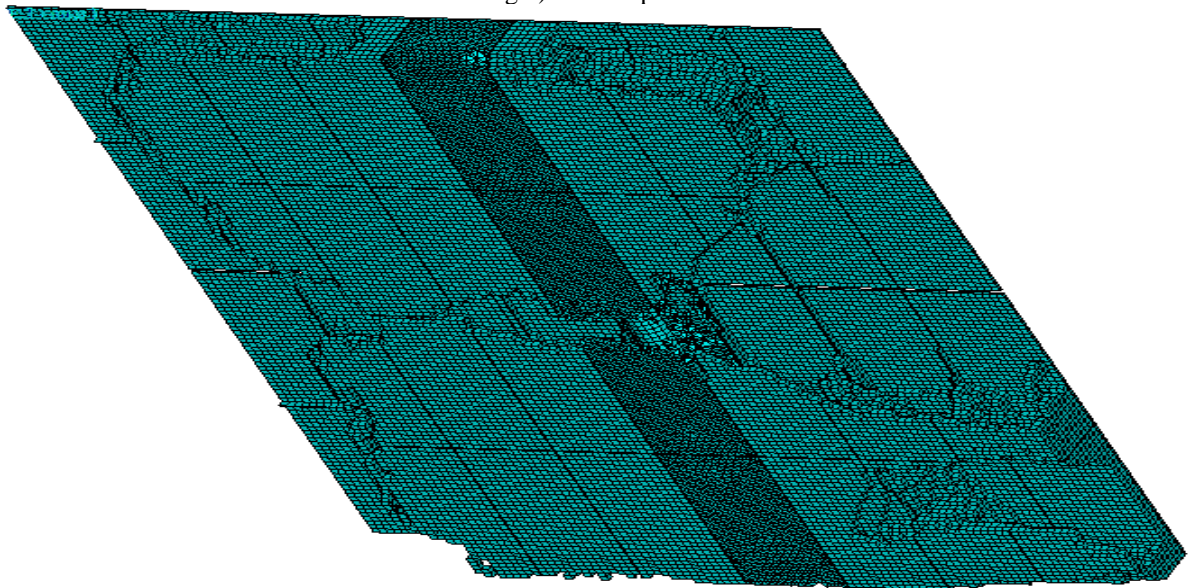
f.1) Vista superior



f.2) Vista inferior

f) Elementos con densidades $\geq 0,05$ 

g.1) Vista superior

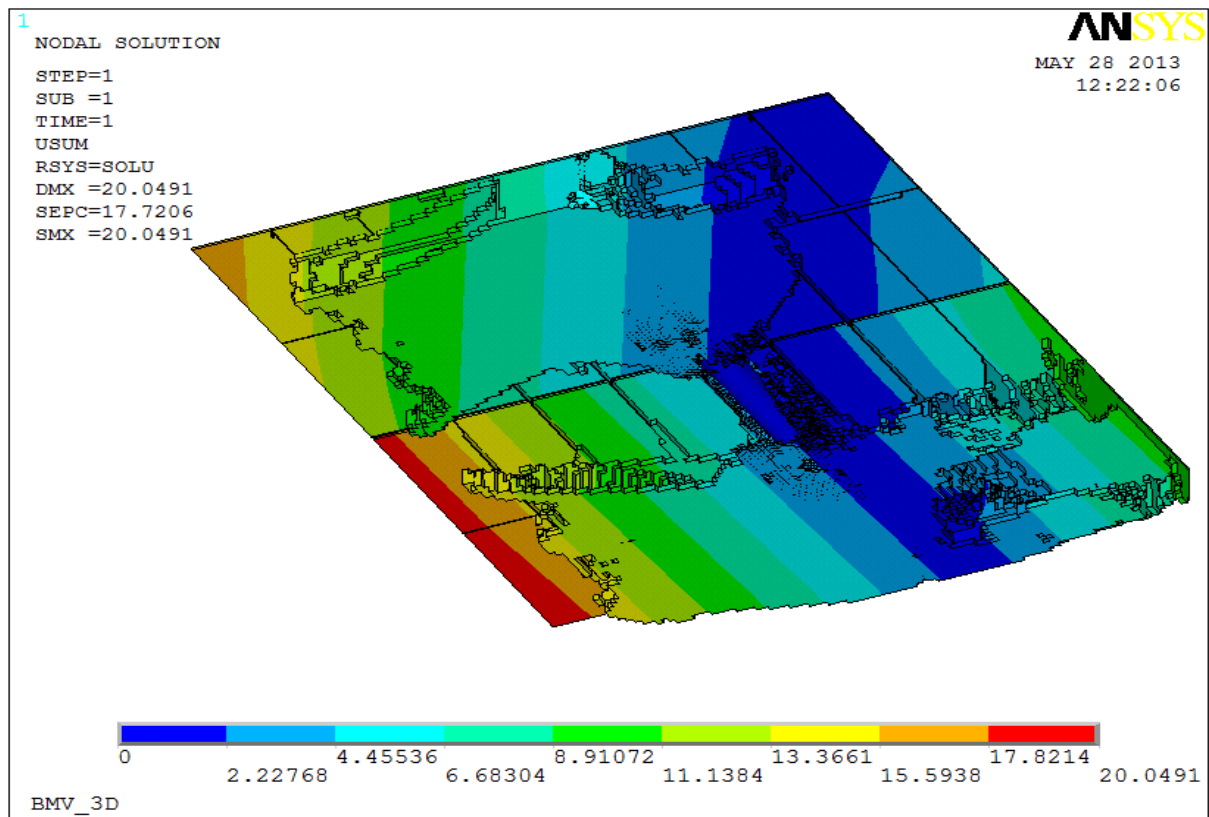


g.2) Vista inferior

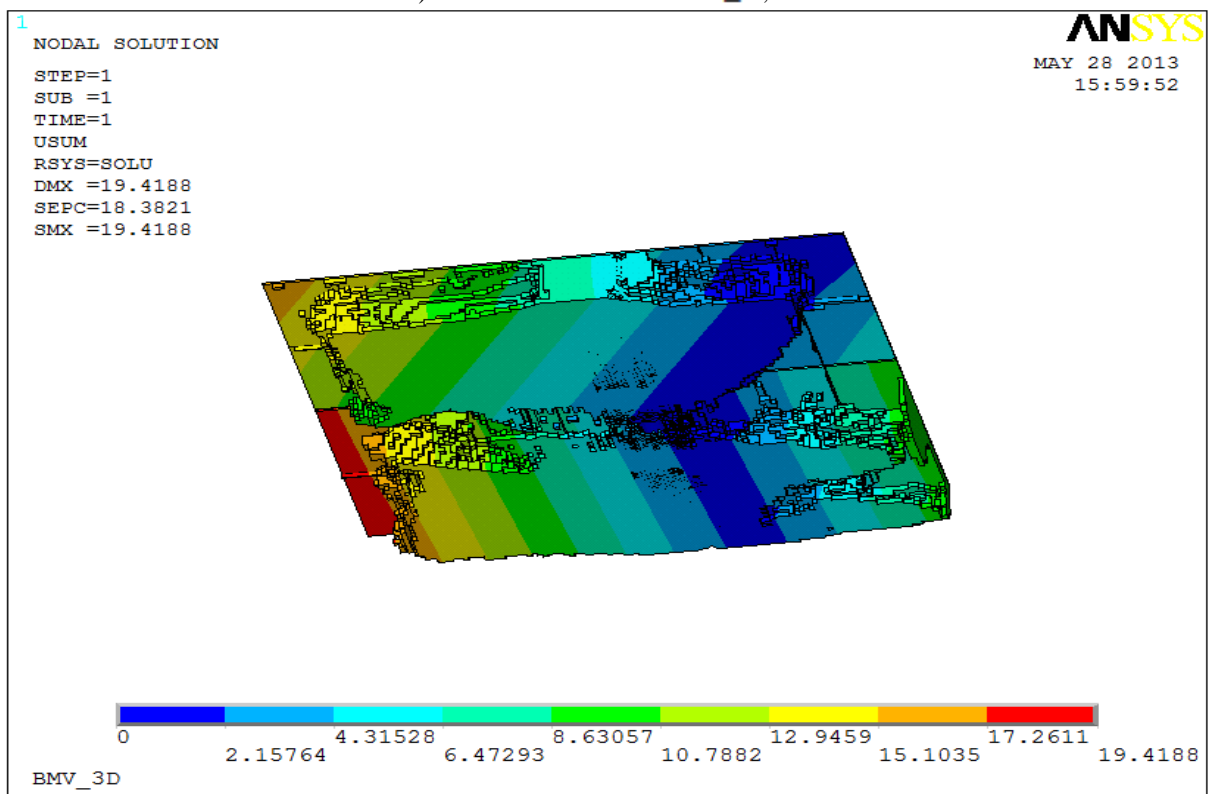
g) Elementos con densidades $\geq 0,06$ **Figura 7.8** BMV_3D_Con Paneles. Elementos seleccionados de la optimización de topología

7.2.2.2 Resultados de desplazamientos

En la Fig 7.9 se muestran los desplazamientos obtenidos para los dos casos seleccionados.



a) Elementos con densidades $\geq 0,112$

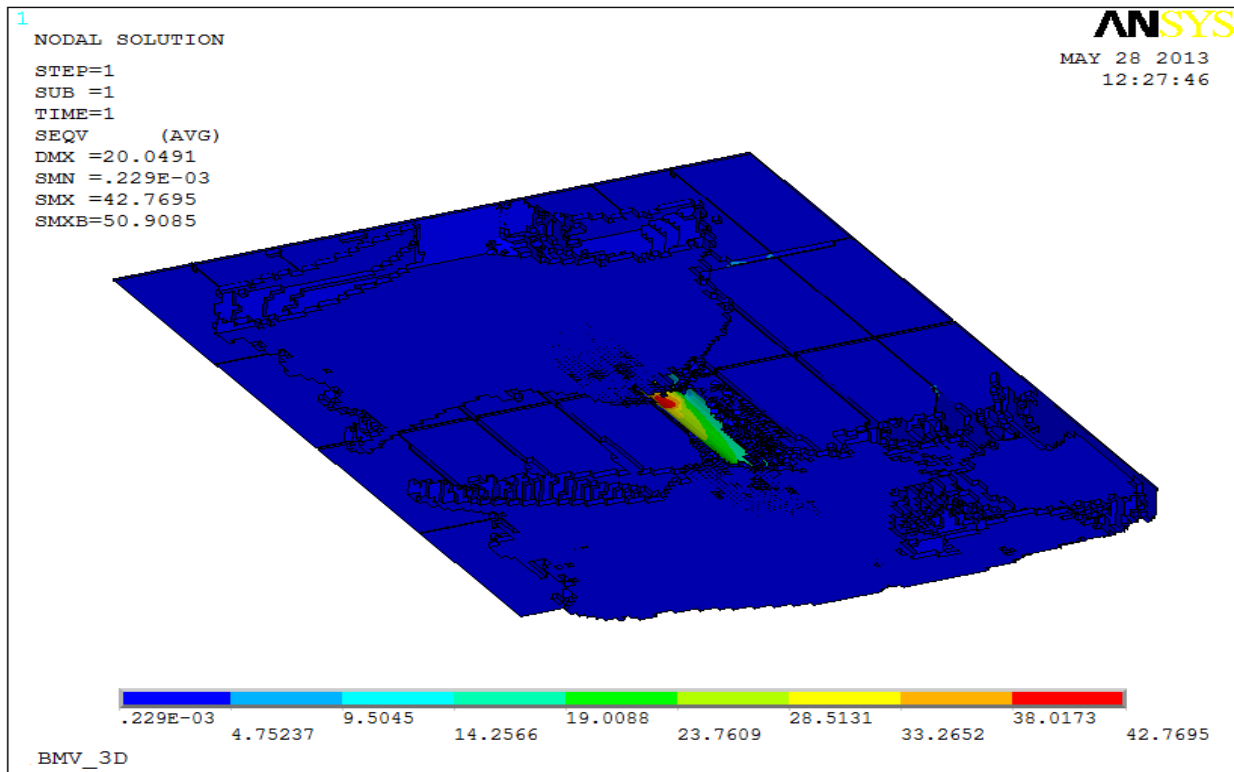


b) Elementos con densidades $\geq 0,04$

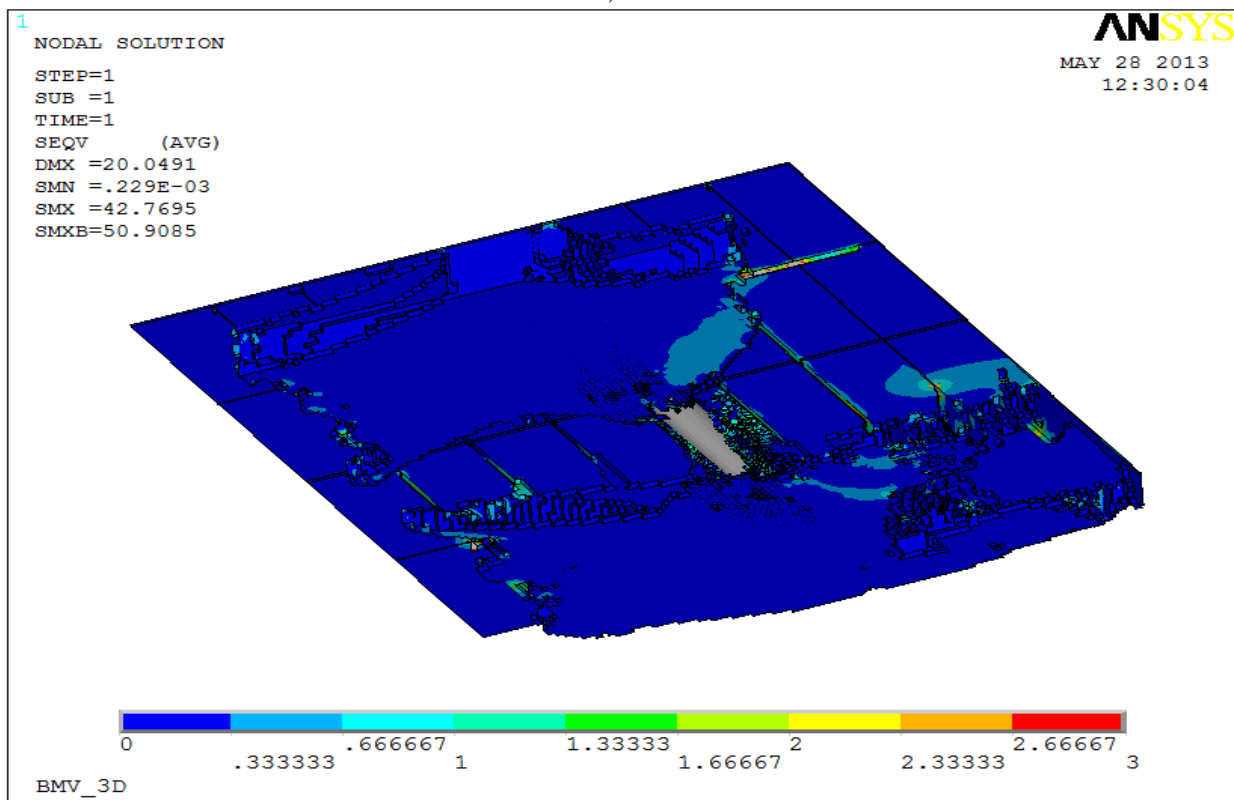
Figura 7.9 BMV_3D_Con Paneles. Resultados de desplazamientos (mm)

7.2.2.3 Resultados de tensiones

Los resultados obtenidos para las tensiones se muestran en la Fig. 7.10.

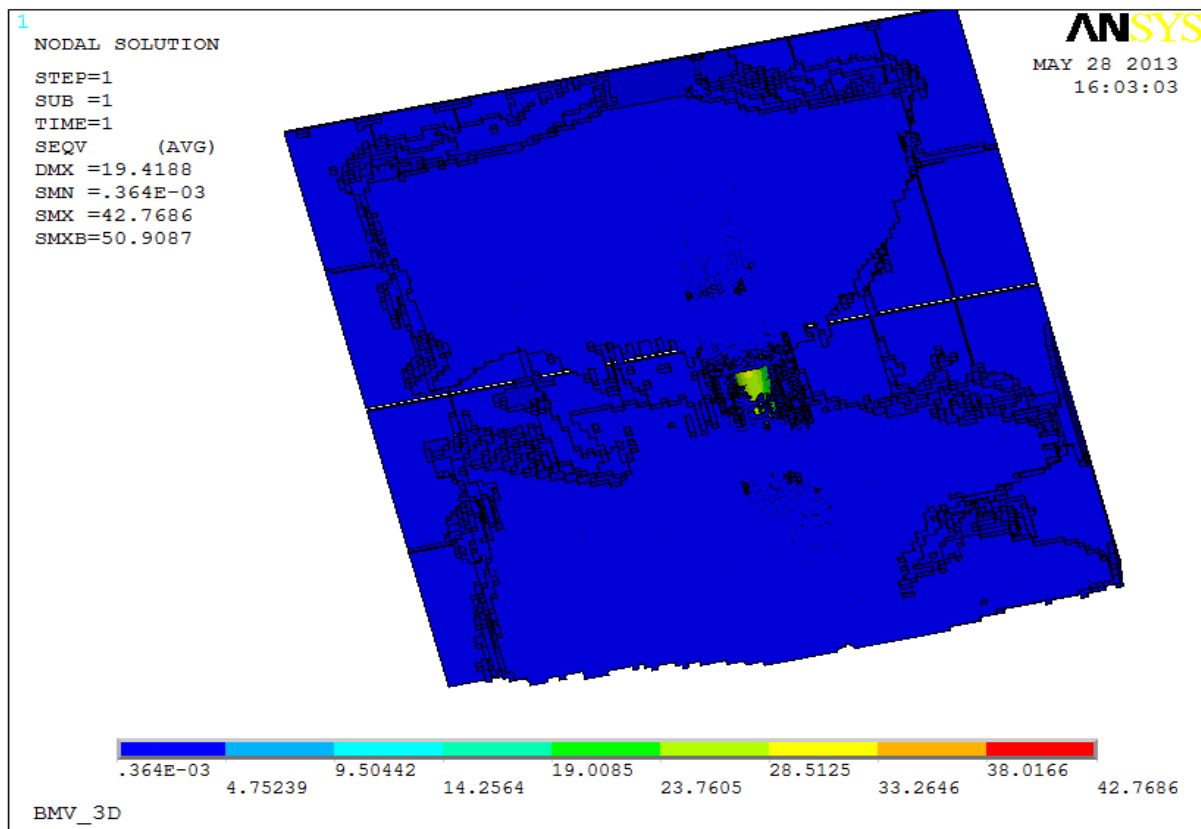


a.1) Tubo

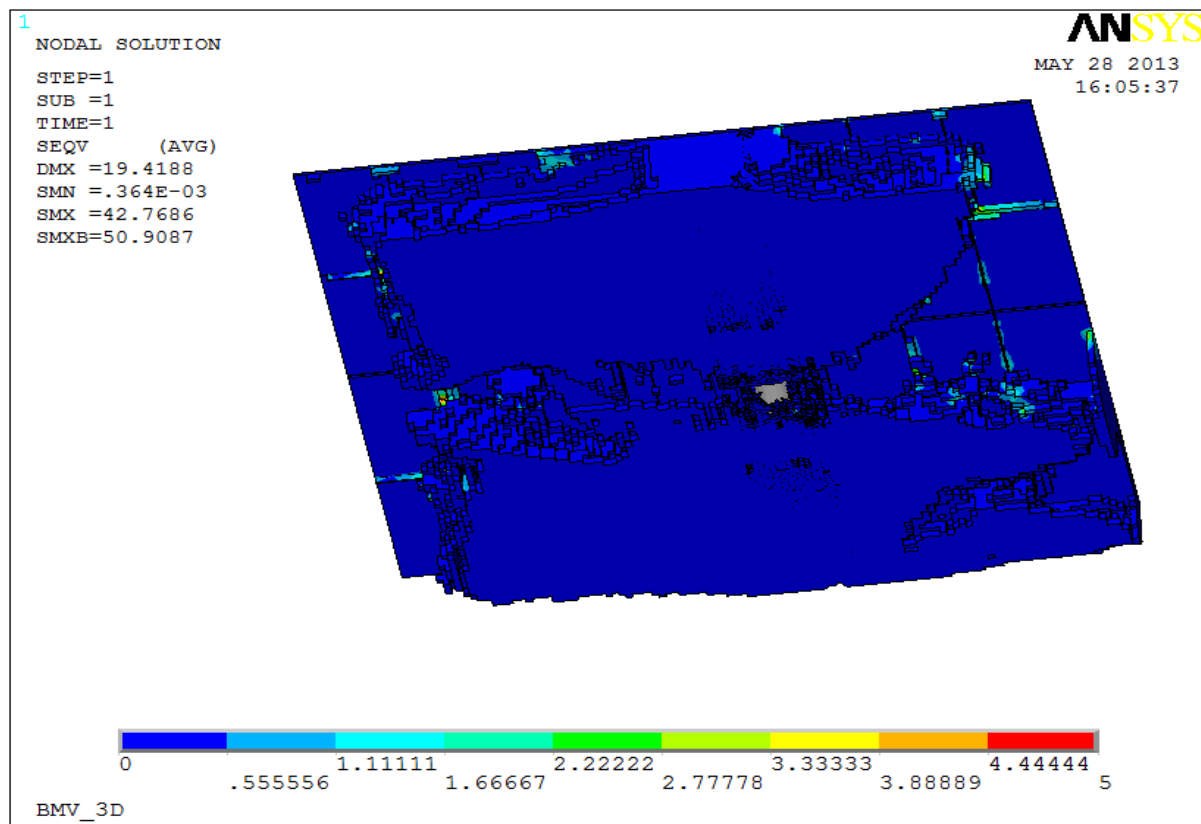


a.2) Placas

a) Elementos con densidades $\geq 0,112$.



b.1) Tubo



b.2) Placas

b) Elementos con densidades $\geq 0,04$ **Figura 7.10** BMV_3D_Con Paneles. Tensiones de Von Mises (MPa)

7.2.2.4 Carga crítica de pandeo

Con el análisis lineal de pandeo efectuado con ANSYS no se han encontrado los modos de pandeo por problemas de limitaciones técnicas con el ordenador utilizado para la realización del presente proyecto. Este problema se debe a la gran cantidad de elementos que formaban el modelo de estudio de este capítulo y a la falta de memoria RAM del ordenador.

Tras ejecutar un análisis lineal de pandeo con ANSYS se obtiene la solución del problema de autovalores. Los factores de carga y modos de pandeo se muestran en las Fig 7.22 y 7.23

7.2.2.5 Análisis de resultados

La optimización de topología efectuada sobre el modelo no proporciona ningún resultado concluyente. A la vista de los resultados mostrados en las Figuras 7.7 y 7.8 no se observa ningún tipo de topología del que se pueda intuir una estructura coherente, puesto que se observa que se han eliminado elementos sin conservar en ningún momento la simetría y se tienen distintos espesores a lo largo de toda la estructura. Quizás se podría haber encontrado un resultado más próximo a los del capítulo 6, modelizando en la estructuras los elementos de unión entre los paneles y los bloques o bien utilizando cargas puntuales.

Los resultados de desplazamientos y tensiones no muestran ningún valor extraño, pero es difícil extraer conclusiones de ellos, a tenor de lo expuesto en el párrafo anterior.

Como se ha comentado en el apartado anterior, no se han encontrado resultados para los modos de pandeo, por las razones expuestas anteriormente en dicho apartado.

Por tanto, se puede decir, que la optimización de topología de este modelo, no ha conducido a ningún resultado concluyente.

8 Conclusiones

8.1 RESUMEN DE LOS TRABAJOS REALIZADOS

En este proyecto se ha realizado la optimización de topología de dos estructuras simples, tres conjuntos de estructuras simples y una estructura maciza y se han analizado las estructuras obtenidas tras la optimización de topología para obtener los resultados de desplazamientos, tensiones y cargas críticas de pandeo con sus correspondientes modos de pandeo; para ello se ha utilizado el módulo de optimización de ANSYS, con sus herramientas y métodos.

En los dos primeros capítulos se introduce la meta del proyecto y se hace una introducción al método de los elementos finitos.

En el tercer capítulo se trata la optimización de topología en el programa ANSYS.

En el capítulo cuarto se expone como realizar un análisis de pandeo en el programa ANSYS.

En los capítulos cinco, seis y siete se presentan problemas de estructuras simples, conjuntos de estructuras, y una estructura global, así como las topologías obtenidas tras la optimización para una reducción de volumen dada, y los resultados del análisis posterior sobre la estructura optimizada, entre los que se encuentran los resultados de desplazamientos, tensiones y modos de pandeo. En el final de cada uno de estos capítulos se encuentra además un análisis de los resultados presentados en los mismos.

8.2 CONCLUSIONES

- Los resultados son considerablemente sensibles a la configuración de la carga. Los cambios pequeños de las cargas o distribuciones de carga aplicadas pueden conducir a diferencias significativas en los resultados.
- Los resultados son sensibles a la densidad del mallado de elementos finitos. En general, una malla fina producirá resultados topológicos “claros”. Un mallado grueso conducirá a resultados “más borrosos”. Sin embargo, un modelo con una gran cantidad de elementos tomará más tiempo para alcanzar la convergencia.
- Bajo ciertas circunstancias, la solución puede parecer constituida por barras. Esto sucederá cuando se tomen reducciones de volumen altas y mallados muy finos. Por ejemplo, una reducción grande podría ser 80 por ciento o más.

- Los resultados son sensibles al coeficiente de Poisson, pero no al módulo de Young. Sin embargo, los efectos de la dependencia al coeficiente de Poisson no son generalmente significativos.
- La resolución del problema de optimización se realiza por medio de un algoritmo básico utilizando criterios de optimalidad, por tanto el resultado final depende en gran medida del grado de adecuación del criterio de optimalidad aplicado.
- Las soluciones obtenidas presentan grandes zonas con densidades intermedias puesto que se han hallado utilizando técnicas de optimización sin ningún exponente de penalización de las pseudodensidades (métodos SIMP, modelo de material isotrópico con penalización), por lo que se hace necesario trabajar con distintos rangos de densidad para poder apreciar que elementos son importantes y cuáles no.
- El programa ANSYS permite la eliminación de los elementos de los elementos que el usuario ha seleccionado, pero de esta manera pueden aparecer elementos finitos aislados, dando lugar a inestabilidades, por lo que se hace necesario reducir drásticamente el módulo de elasticidad de los elementos que se desean eliminar para poder realizar un análisis estructural sobre la topología óptima.
- El módulo de optimización de topología de ANSYS versión 13.0 está habilitado, sin embargo, los elementos finitos a utilizar para la optimización de topología no lo están, por lo que ha de trabajarse con comandos y utilizar los elementos de versiones anteriores.
- Los resultados de la optimización se van haciendo menos claros a medida que se aumenta de dimensión y de número de elementos.
- A excepción de la estructura que se presenta en el capítulo 7, en todas las estructuras del proyecto, las vigas adoptan, tras la optimización de topología, la tipología de cercha que caracteriza a las vigas que se utilizan en las estructuras portantes de paneles solares.
- El resultado más claro de la optimización de topología es el caso de la viga aislada bajo la hipótesis de tensión plana, que se presenta en el capítulo 5. Esta mayor claridad en el resultado se puede explicar posiblemente, teniendo en cuenta que es el modelo con la malla de elementos finitos más pequeña.
- El resultado de optimización topológica más claro, que presenta la estructura aislada con la hipótesis de tensión plana con respecto a la misma estructura con comportamiento espacial, se demuestra también en un funcionamiento más adecuado de dicha estructura, puesto que se tiene un mejor aprovechamiento del material.
- La adición de los arriostramientos a las estructuras del capítulo 6 conlleva una modificación en el mecanismo de transmisión de las cargas con respecto a la estructura que se presentó en 6.2. Esta modificación consiste en que las cargas dejan de transmitirse desde cada elemento aislado hasta el tubo y a través de este por torsión, para transmitirse a través de los arriostramientos por medio de flexión.
- La modificación en la transmisión de cargas con los arriostramientos permite eliminar prácticamente la totalidad de las vigas, manteniéndose únicamente las dos vigas centrales más próximas al apoyo fijo.
- Se demuestra que el comportamiento de la estructuras con dichos arriostramientos es considerablemente más eficiente, consiguiéndose disminuir los desplazamientos en la estructura, con un aumento de peso pequeño en comparación con la bajada de los mismos, y una mejor distribución de las tensiones.

- La estructura del capítulo 6 en la que se añaden los paneles solares y sus correspondientes soportes proporciona unos resultados más difusos en cuanto a la optimización de topología, que la estructura análoga sin paneles y con cargas puntuales, pero el resto de resultados demuestran que su comportamiento es más eficiente, con menores desplazamientos y mejor distribución de las tensiones.
- Los modos de pandeo de la estructura en la que se añaden los paneles solares y los soportes, reflejan que la respuesta de la estructura se acerca considerablemente al comportamiento real que puede ocurrir con una estructura portante de paneles solares.
- El modelo del capítulo 7 no arroja ningún resultado concluyente, y probablemente se podrían haber mejorado los resultados, utilizando cargas puntuales o, en el caso de introducir las cargas como presiones, añadir al modelo unos soportes que transmitiesen la carga desde los paneles a la estructura.

Referencias

- ANSYS, *User's Manual*. Revisión 9.0. Volume I: Procedures. Houston, 1992.
- ANSYS, *User's Manual*. Revisión 9.0. Volume II: Comands. Houston, 1992.
- ANSYS, *User's Manual*. Revisión 9.0. Volume III: Elements. Houston, 1992.
- ANSYS, *User's Manual*. Revisión 9.0. Volume I: Theory. Houston, 1992.
- ANSYS, *User's Manual*. Revisión 9.0. Introduction to ANSYS, Part 1. 2001
- ANSYS, *User's Manual*. Revisión 9.0. Volume II: Comands. 2001.
- ANSYS, *User's Manual*. Revisión 9.0. Volume III: Elements. 2001.
- ANSYS, *User's Manual*. Revisión 9.0. Volume I: Theory. Houston, 1992.
- Martí, P. *Teoría de estructuras (Análisis Matricial)*. Apuntes EPS, Cartagena, 1994
- Martínez, M. *Optimización de topología de estructuras 2D y 3D*. ETSII. Cartagena, Proyecto Fin de Carrera, 2006.
- C. Narváez, M. Roa, D. Garzón. Efecto de la fracción volumétrica, el número de elementos y el exponente de penalización en optimización topológica estructural: 8º Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica 2007.
- C. Narváez, M. Roa, D. Garzón. Simulación del crecimiento de tallos usando Optimización Topológica. *Ingeniería e Investigación*, Vol. 21, pp 21-27 (2004)
- BENDSØE, Martin P.; SIGMUND, Ole., *Topology optimization: theory, methods, and applications*, Springer, 2003.
- Suzuki K. and Kikuchi N., "A homogenization method for shape and topology optimization", *Computer methods in Applied Mechanics and Engineering* 1991, Vol. 93, pp 291-318
- Bendsoe, M.P. and Kikuchi, N., "Generating Optimal Topologies in Structural Design Using a Homogenization Method", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 71, pp. 197-224 (1988).
- Diaz, A.R. and Kikuchi, N., "Solutions to Shape and Topology Eigenvalue Optimization Problems using a Homogenization Method", *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 35, pp 1487-1502 (1992).

- Z.-D. Ma, N. Kikuchi, I. Hagiwara. "Structural topology and shape optimization for a frequency response problem", *Computational Mechanics*, Vol. 13, pp 157-174 (1993).
- Qing Quan Liang, Grant P. Steven. A performance- based optimization method for topology design of continuum structures with mean compliance constraints: *Computer methods in applied mechanics and engineering* 2002, **191** (1471-1489).
- B. Hassani, E. Hinton. A review of homogenization and topology optimization I- homogenization theory for media with periodic structure: *Computers and structures* 1998; **69** (707-717).
- B. Hassani, E. Hinton. A review of homogenization and topology optimization II- homogenization theory for media with periodic structure: *Computers and structures* 1998; **69** (719-738).
- B. Hassani, E. Hinton. A review of homogenization and topology optimization III- homogenization theory for media with periodic structure: *Computers and structures* 1998; **69** (739-756).
- Vogel, F., "Topological Optimization of Linear-Elastic Structures with ANSYS 5.4.", *NAFEMS Conference on Topological Optimization* (1997).
- S. Bulman, J. Sienz, E. Hinton. Comparations between algorithms for structural topology optimization using a series of benchmark studies: *Computers and structures* 2001; **79** (1203-1218).
- D. Reynolds, J. McConnachie, P. Bettess, W.C. Christie, J.W.Bull. Reverse adaptivity – a new evolutionary tool for structural optimization: *International journal for numerical methods in engineering* 1999; **45** (529-552).
- T. E. Burns, D. A. Tortorelli. An element removal and reintroduction strategy for the topology optimization of structures and complaint mechanisms: *International journal for numerical methods in engineering* 2003; **57** (1413-1430).
- Osvaldo M. Querin, BE (Hons), ME(Res). *Evolutionary structural optimization: Stress based formulation and implementation*. PhD.Thesis. Department of Aeronautical Engineering, University of Sydney, Australia.
- Soon Yu Woon. *Effective ga-based optimization of continuum structures*. PhD.Thesis. School of Aerospace, Mechanical and Mechatronic Engineering, University of Sydney, Australia.
- Box, G.E.P., Hunter, W.G., and Hunter, J.S., *Statistics for Experimenters*, John Wiley & Sons, Chapter 10 (1978).
- More, J.J. and Wright, S.J., *Optimization Software Guide*, SIAM, Philadelphia, p. 13 (1993).
- Mlejnek, H.P. and Schirmacher, R., "An Engineer's Approach to Optimal Material Distribution and Shape Finding", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 106, pp. 1-26 (1993).
- Zhou, M., Shyy, Y. K., and Thomas, H. L., 2001, "Topology Optimization With Manufacturing Constraints," in Proceedings of the 4th World Congress of Structural and Multidisciplinary Optimization, Dalian, China.

Anejo I Macros del programa ANSYS para la optimización de topología de elementos simples

AI.1 MACRO DE VIGAS EN VOLADIZO ASIMÉTRICAS CON CARGAS PUNTUALES (PLANO)

```
FINISH
/CLEAR,START
/GRAPHICS,FULL
/CONFIG,NPROC,4
/SHOW,WIN32
```

```
!INVERTIR COLORES *****
/RGB,INDEX,100,100,100,0
/RGB,INDEX,80,80,80,13
/RGB,INDEX,60,60,60,14
/RGB,INDEX,0,0,0,15
! *****
```

```
/TITLE, OPTIMIZACION TOPOLOGICA_VIGA
/PREP7
```

```
! PARAMETROS *****
L5=50
L3=815
L4=555
L1=4.5*L3+4*L4+L5
```

L2=3.5*L3+3*L4+L5

H1=400

H2=600

RE=350

RI=344

I=H1+H2

TE=10

TK=20

Q=0.744

Q1=Q*(L3+L4)/2

Q2=Q1/2

E=210E3

NU=0.3

! CREACION DEL MODELO *****

K,1,L1+L5,H2

K,2,0,0

K,3,L1+L2+2*L5,0

K,4,L1+L2+2*L5,I

K,5,0,I

CIRCLE,1,RE

CIRCLE,1,RI

LSTR,2,3

LSTR,3,4

LSTR,4,5

LSTR,5,2

A,2,3,4,5

CM,A_VIGA,AREA

ASEL,NONE

CYL4,L1+L5,H2,RE

CM,A_CIRCULO,AREA

ASEL,NONE

ASEL,ALL

ASBA, 1, 2

CM,A_VIGA,AREA

ASEL,NONE

CYL4,L1+L5,H2,RE, ,RI

CM,A_CORONA,AREA

ALLS

! CORTES PARA GENERAR NODOS EN LOS PUNTOS DE APLICACIÓN DE CARGAS **

```
WPCSYS,-1,0  
wpoff,L5,I  
wprot,0,0,90  
ASBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0  
wpoff,L3+L5,I  
wprot,0,0,90  
ASBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0  
wpoff,L3+L4+L5,I  
wprot,0,0,90  
ASBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0  
wpoff,2*L3+L4+L5,I  
wprot,0,0,90  
ASBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0  
wpoff,2*L3+2*L4+L5,I  
wprot,0,0,90  
ASBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0  
wpoff,3*L3+2*L4+L5,I  
wprot,0,0,90  
ASBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0  
wpoff,3*L3+3*L4+L5,I  
wprot,0,0,90  
ASBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0  
wpoff,4*L3+3*L4+L5,I  
wprot,0,0,90  
ASBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0  
wpoff,4*L3+4*L4+L5,I  
wprot,0,0,90  
ASBW,ALL
```


WPCSYS,-1,0
wpoff,5*L3+4*L4+L5,I
wprot,0,0,90
ASBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,5*L3+5*L4+L5,I
wprot,0,0,90
ASBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,6*L3+5*L4+L5,I
wprot,0,0,90
ASBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,6*L3+6*L4+L5,I
wprot,0,0,90
ASBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,7*L3+6*L4+L5,I
wprot,0,0,90
ASBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,7*L3+7*L4+L5,I
wprot,0,0,90
ASBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,L1+L2+L5,I
wprot,0,0,90
ASBW,ALL
WPSTYLE,,,,,,,,,0

ASEL,S,LOC,X,0,L5
ASEL,S,LOC,X,0,L3+L5
ASEL,A,LOC,X,L3,L3+L4+L5
ASEL,A,LOC,X,L3+L4,2*L3+L4+L5
ASEL,A,LOC,X,2*L3+L4,2*L3+2*L4+L5
ASEL,A,LOC,X,2*L3+2*L4,3*L3+2*L4+L5
ASEL,A,LOC,X,3*L3+2*L4,3*L3+3*L4+L5
ASEL,A,LOC,X,3*L3+3*L4,4*L3+3*L4+L5
ASEL,A,LOC,X,4*L3+3*L4,4*L3+4*L4+L5
ASEL,A,LOC,X,4*L3+4*L4,5*L3+4*L4+L5
ASEL,A,LOC,X,5*L3+4*L4,5*L3+5*L4+L5

```
ASEL,A,LOC,X,5*L3+5*L4,6*L3+5*L4+L5
ASEL,A,LOC,X,6*L3+5*L4,6*L3+6*L4+L5
ASEL,A,LOC,X,6*L3+6*L4,7*L3+6*L4+L5
ASEL,A,LOC,X,7*L3+6*L4,7*L3+7*L4+L5
ASEL,A,LOC,X,7*L3+7*L4,L1+L2+L5
ASEL,A,LOC,X,L1+L2+L5,L1+L2+2*L5
CM,A_VIGA,AREA
```

```
! DEFINICION DE ELEMENTOS FINITOS *****
```

```
ET,1,PLANE82,,,3
ET,2,PLANE82,,,3
R,1,TK
```

```
! PROPIEDADES MECANICAS DEL MATERIAL *****
```

```
MP,EX,1,E
MP,NUXY,1,NU
```

```
MP,EX,2,E/1E3
MP,NUXY,2,NU
```

```
! MODELO DE ELEMENTOS FINITOS *****
```

```
ESIZE,TE
MAT,1
TYPE,1
AMESH,ALL
```

```
CMSEL,S,A_CORONA
ESLA,S
EMODIF,ALL,TYPE,2,
ALLS
```

```
NUMMRG,NODE
NUMMRG,KP
```

```
! ESPECIFICA EL TIPO DE SOLUCIONADOR DE ECUACION *****
```

```
FINISH
/SOLU
EQSLV,ITER
```

```
! CONDICIONES DE CONTORNO *****
```

```
ASEL,NONE
CMSEL,S,A_CORONA
DA,ALL,ALL,0
```

! CARGAS APLICADAS *****

ASEL,NONE

NSEL,NONE

NSEL,S,LOC,X,0*L3+0*L4+L5

NSEL,R,LOC,Y,I

F,ALL,FY,-Q2

NSEL,S,LOC,X,L3+L5

NSEL,R,LOC,Y,I

F,ALL,FY,-Q1

NSEL,S,LOC,X,L3+L4+L5

NSEL,R,LOC,Y,I

F,ALL,FY,-Q1

NSEL,S,LOC,X,2*L3+L4+L5

NSEL,R,LOC,Y,I

F,ALL,FY,-Q1

NSEL,S,LOC,X,2*L3+2*L4+L5

NSEL,R,LOC,Y,I

F,ALL,FY,-Q1

NSEL,S,LOC,X,3*L3+2*L4+L5

NSEL,R,LOC,Y,I

F,ALL,FY,-Q1

NSEL,S,LOC,X,3*L3+3*L4+L5

NSEL,R,LOC,Y,I

F,ALL,FY,-Q1

NSEL,S,LOC,X,4*L3+3*L4+L5

NSEL,R,LOC,Y,I

F,ALL,FY,-Q1

NSEL,S,LOC,X,4*L3+4*L4+L5

NSEL,R,LOC,Y,I

F,ALL,FY,-Q1

NSEL,S,LOC,X,5*L3+4*L4+L5

NSEL,R,LOC,Y,I

F,ALL,FY,-Q1

NSEL,S,LOC,X,5*L3+5*L4+L5

NSEL,R,LOC,Y,I

F,ALL,FY,-Q1

```
NSEL,S,LOC,X,6*L3+5*L4+L5
```

```
NSEL,R,LOC,Y,I
```

```
F,ALL,FY,-Q1
```

```
NSEL,S,LOC,X,6*L3+6*L4+L5
```

```
NSEL,R,LOC,Y,I
```

```
F,ALL,FY,-Q1
```

```
NSEL,S,LOC,X,7*L3+6*L4+L5
```

```
NSEL,R,LOC,Y,I
```

```
F,ALL,FY,-Q1
```

```
NSEL,S,LOC,X,7*L3+7*L4+L5
```

```
NSEL,R,LOC,Y,I
```

```
F,ALL,FY,-Q1
```

```
NSEL,S,LOC,X,L1+L2+L5
```

```
NSEL,R,LOC,Y,I
```

```
F,ALL,FY,-Q2
```

```
ALLS
```

```
! RESOLUCIÓN *****
```

```
! REDIRIGIR SALIDA POR PANTALLA_ARCHIVO DE GRAFICOS NEUTRO **
```

```
/SHOW,Densidad,GRPH
```

```
! *****
```

```
ANTYPE,0
```

```
TOCOMP,COMP,SINGLE,1
```

```
TOVAR,COMP,OBJ
```

```
TOVAR,VOLUME,CON,,85
```

```
TOTYPE,OC
```

```
TODEF
```

```
! CONTROL GRÁFICO DE LA SALIDA *****
```

```
/TRIAD,OFF
```

```
/CONTOUR,,9
```

```
/PLOPTS,MINM,0
```

```
/DSCALE,,OFF
```

```
! *****
```

```
TOLOOP,100,1
```

```
FINISH
```

```
/SHOW,TERM
```

```
SAVE
```

AI.2 MACRO DE VIGAS EN VOLADIZO ASIMÉTRICAS CON CARGAS PUNTUALES (ESPACIAL)

```
FINISH
/CLEAR,START
/GRAPHICS,FULL
/CONFIG,NPROC,4
/SHOW,WIN32

!INVERTIR COLORES *****
/RGB,INDEX,100,100,100,0
/RGB,INDEX,80,80,80,13
/RGB,INDEX,60,60,60,14
/RGB,INDEX,0,0,0,15
! *****

/TITLE, VVA_CP_3D
/PREP7

! PARAMETROS *****
L5=50
L3=815
L4=555
L1=4.5*L3+4*L4+L5
L2=3.5*L3+3*L4+L5
H1=400
H2=600
RE=350
RI=344
I=H1+H2
TE=10
Q=0.744
Q1=Q*(L3+L4)/2
Q2=Q1/2
TK=50
E=210E3
NU=0.3
DIV=(TK/TE)+1

! CREACION DEL MODELO *****
K,1,L1+L5,H2
K,2,0,0
K,3,L1+L2+2*L5,0
K,4,L1+L2+2*L5,I
K,5,0,I

CIRCLE,1,RE
CIRCLE,1,RI
```

LSTR,2,3

LSTR,3,4

LSTR,4,5

LSTR,5,2

A,2,3,4,5

CM,A_VIGA,AREA

ASEL,NONE

CYL4,L1+L5,H2,RE

CM,A_CIRCULO,AREA

ASEL,NONE

ASEL,ALL

ASBA, 1, 2

CM,A_VIGA,AREA

ASEL,NONE

CYL4,L1+L5,H2,RE, ,RI

CM,A_CORONA,AREA

ALLS

VEXT,ALL, , ,0,0,TK,,,

! CORTES PARA GENERAR NODOS EN LOS PUNTOS DE APLICACIÓN DE CARGAS **

WPCSYS,-1,0

wpoff,L5,I

wprot,0,0,90

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,L3+L5,I

wprot,0,0,90

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,L3+L4+L5,I

wprot,0,0,90

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,2*L3+L4+L5,I

wprot,0,0,90

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,2*L3+2*L4+L5,I

wprot,0,0,90

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,3*L3+2*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,3*L3+3*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,4*L3+3*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,4*L3+4*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,5*L3+4*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,5*L3+5*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,6*L3+5*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,6*L3+6*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,7*L3+6*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,7*L3+7*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,L1+L2+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```

```
WPSTYLE,,,,,,,,0
/VIEW,1,1,1,1
/ANG,1
/REP,FAST
```

```
VSEL,S,, , 1
CM,V_CORONA,VOLU
```

```
FLST,5,16,6,ORDE,4
FITEM,5,2
FITEM,5,-11
FITEM,5,14
FITEM,5,-19
VSEL,S,, ,P51X
CM,V_VIGA,VOLU
```

```
VSEL,S,, , 13
CM,V_RESTANTE,VOLU
```

```
ALLS
```

```
! DEFINICION DE ELEMENTOS FINITOS *****
```

```
ET,1,SOLID95
ET,2,SOLID95
```

```
! PROPIEDADES MECANICAS DEL MATERIAL *****
```

```
MP,EX,1,E
MP,NUXY,1,NU
```

```
MP,EX,2,E/1E3
MP,NUXY,2,NU
```

```
! MODELO DE ELEMENTOS FINITOS *****
```

```
FLST,2,34,5,ORDE,34
FITEM,2,13
FITEM,2,15
FITEM,2,23
```


FITEM,2,-24
FITEM,2,28
FITEM,2,-29
FITEM,2,33
FITEM,2,-34
FITEM,2,38
FITEM,2,-39
FITEM,2,43
FITEM,2,-44
FITEM,2,48
FITEM,2,-49
FITEM,2,53
FITEM,2,-54
FITEM,2,58
FITEM,2,-59
FITEM,2,63
FITEM,2,-64
FITEM,2,71
FITEM,2,-72
FITEM,2,78
FITEM,2,-79
FITEM,2,83
FITEM,2,-84
FITEM,2,88
FITEM,2,-89
FITEM,2,93
FITEM,2,-94
FITEM,2,98
FITEM,2,-99
FITEM,2,103
FITEM,2,-104
AESIZE,P51X,10,

FLST,2,4,5,ORDE,2
FITEM,2,8
FITEM,2,-11
AESIZE,P51X,10,

FLST,5,36,4,ORDE,34
FITEM,5,10
FITEM,5,12
FITEM,5,41
FITEM,5,-42
FITEM,5,44
FITEM,5,59
FITEM,5,62
FITEM,5,67

```
FITEM,5,70
FITEM,5,75
FITEM,5,78
FITEM,5,83
FITEM,5,86
FITEM,5,91
FITEM,5,94
FITEM,5,99
FITEM,5,102
FITEM,5,107
FITEM,5,110
FITEM,5,115
FITEM,5,118
FITEM,5,123
FITEM,5,-124
FITEM,5,126
FITEM,5,131
FITEM,5,-134
FITEM,5,141
FITEM,5,-142
FITEM,5,149
FITEM,5,-150
FITEM,5,158
FITEM,5,166
FITEM,5,174
FITEM,5,182
CM,_Y,LINE
LSEL,, , ,P51X
CM,_Y1,LINE
CMSEL,,_Y
LESIZE,_Y1, , ,30, , , ,1
MSHAPE,0,3D
MSHKEY,1

FLST,5,16,6,ORDE,4
FITEM,5,2
FITEM,5,-11
FITEM,5,14
FITEM,5,-19
CM,_Y,VOLU
VSEL, , , ,P51X
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
VMESH,_Y1
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
```

```
CMDELE,_Y2
MSHAPE,1,3D
MSHKEY,0

FLST,5,2,6,ORDE,2
FITEM,5,1
FITEM,5,13
CM,_Y,VOLU
VSEL,,,P51X
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
VMESH,_Y1
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2

CMSEL,S,V_CORONA
ESLV,S
EMODIF,ALL,TYPE,2,

NUMMRG,NODE
NUMMRG,KP

! ESPECIFICA EL TIPO DE SOLUCIONADOR DE ECUACION *****
FINISH
/SOLU
EQSLV,ITER

! CONDICIONES DE CONTORNO *****
VSEL,NONE
CMSEL,S,V_CORONA
NSLV,S,1
D,ALL,ALL,0

! CARGAS APLICADAS *****
VSEL,NONE
NSEL,NONE
LSEL,NONE

LSEL,S,,,72
NSLL,S,1
F,ALL,FY,-Q1/DIV
LSEL,S,,,80
NSLL,S,1
F,ALL,FY,-Q1/DIV
LSEL,S,,,88
```

```
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV
```

```
LSEL,S,, , 96  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV
```

```
LSEL,S,, , 104  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV
```

```
LSEL,S,, , 112  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV
```

```
LSEL,S,, , 120  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV
```

```
LSEL,S,, , 128  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV
```

```
LSEL,S,, , 136  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV
```

```
LSEL,S,, , 144  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV
```

```
LSEL,S,, , 152  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV
```

```
LSEL,S,, , 160  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV
```

```
LSEL,S,, , 168  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV  
LSEL,S,, , 176  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV
```

```
LSEL,S,, , 184
```

```
NSLL,S,1
F,ALL,FY,-Q2/DIV
```

```
LSEL,S,, ,    64
NSLL,S,1
F,ALL,FY,-Q2/DIV
```

```
ALLS
```

```
! RESOLUCIÓN *****
! REDIRIGIR SALIDA POR PANTALLA_ARCHIVO DE GRAFICOS NEUTRO *****
/SHOW,Densidad,GRPH
! *****
```

```
ANTYPE,0
TOCOMP,COMP,SINGLE,1
TOVAR,COMP,OBJ
TOVAR,VOLUME,CON,,85
TOTYPE,OC
TODEF
```

```
! CONTROL GRÁFICO DE LA SALIDA *****
/TRIAD,OFF
/CONTOUR,,9
/PLOPTS,MINM,0
/DSCALE,,OFF
! *****
```

```
TOLOOP,100,1
FINISH
```

```
/SHOW,TERM
SAVE
```

Anejo II Macros del programa ANSYS para la optimización de topología de conjuntos de elementos

AII.1 MACRO DE VIGAS EN VOLADIZO ASIMÉTRICAS CON CARGAS PUNTUALES EN 2,5D

FINISH

/CLEAR,START

/GRAPHICS,FULL

/CONFIG,NPROC,4

/SHOW,WIN32

!INVERTIR COLORES *****

/RGB,INDEX,100,100,100,0

/RGB,INDEX,80,80,80,13

/RGB,INDEX,60,60,60,14

/RGB,INDEX,0,0,0,15

! *****

/TITLE, VVA_CP_2.5D

/PREP7

! PARAMETROS *****

L5=50

L3=815

L4=555

L1=4.5*L3+4*L4+L5

L2=3.5*L3+3*L4+L5

H1=400

H2=600

RE=560/2

e=6

RI=RE-e

S1=2520

S2=740

I=H1+H2

EXT=70

Q=0.744

Q1=Q*(L3+L4)/2

Q2=Q1/2

TK=50

TE=50

DIV=(TK/TE)+1

E=210E3

NU=0.3

M=25

! CREACION DEL MODELO *****

K,1,L1+L5,H2

K,2,0,0

K,3,L1+L2+2*L5,0

K,4,L1+L2+2*L5,I

K,5,0,I

CIRCLE,1,RE

CIRCLE,1,RI

LSTR,2,3

LSTR,3,4

LSTR,4,5

LSTR,5,2

A,2,3,4,5

CM,A_VIGA,AREA

ASEL,NONE

CYL4,L1+L5,H2,RE

CM,A_CIRCULO,AREA

ASEL,NONE

ASEL,ALL

ASBA, 1, 2

CM,A_VIGA,AREA

ASEL,NONE

```
CYL4,L1+L5,H2,RE, ,RI
CM,A_CORONA,AREA
ALLS
```

```
CMSEL,S,A_CORONA
VEXT,ALL, , ,0,0,-(4*S1+2*S2),,,,
```

```
/VIEW,1,1,1,1
/ANG,1
/REP,FAST
ALLS
APLOT
```

```
ASEL,S, , , 3
VOFFST,3,TK, ,
```

```
ASEL,S, , , 2
CM,A_CORONAFINAL,AREA
```

! CORTES PARA GENERAR NODOS EN LOS PUNTOS DE APLICACIÓN DE CARGAS **

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,L3+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,L3+L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,2*L3+L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,2*L3+2*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```


WPCSYS,-1,0
wpoff,3*L3+2*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,3*L3+3*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,4*L3+3*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,4*L3+4*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,5*L3+4*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,5*L3+5*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,6*L3+5*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,6*L3+6*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,7*L3+6*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,7*L3+7*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,L1+L2+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
WPSTYLE,,,,,,,,0
```

! CORTES PARA SITUAR LAS DIFERENTES PLACAS *****

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,L5+L1,I,-S1
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,L5+L1,I,-2*S1
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,L5+L1,I,-2*S1-S2
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,L5+L1,I,-2*S1-2*S2
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,L5+L1,I,-3*S1-2*S2
VSBW,ALL
WPSTYLE,,,,,,,,0
```

! COPIA DE LAS PLACAS *****

```
FLST,3,17,6,ORDE,4
FITEM,3,2
FITEM,3,-11
FITEM,3,13
FITEM,3,-19
VGEN,2,P51X, , , , -S1, ,0
```

```
FLST,3,17,6,ORDE,4
FITEM,3,2
FITEM,3,-11
FITEM,3,13
FITEM,3,-19
VGEN,2,P51X, , , , -2*S1, ,0
```

```
FLST,3,17,6,ORDE,4
FITEM,3,2
FITEM,3,-11
FITEM,3,13
FITEM,3,-19
VGEN,2,P51X, , , , -2*S1-2*S2, ,0
```

```
FLST,3,17,6,ORDE,4
FITEM,3,2
FITEM,3,-11
FITEM,3,13
FITEM,3,-19
VGEN,2,P51X, , , , -3*S1-2*S2, ,0
```

```
FLST,3,17,6,ORDE,4
FITEM,3,2
FITEM,3,-11
FITEM,3,13
FITEM,3,-19
VGEN,2,P51X, , , , -4*S1-2*S2, ,0
```

```
! EXTENSION DEL TUBO *****
```

```
ASEL,S, , , 1
VOFFST,1,EXT+TK, ,
```

```
ASEL,S, , , 2
VOFFST,2,-EXT, ,
```

```
! SELECCIONES DE NOMBRE *****
```

```
FLST,5,4,4,ORDE,4
FITEM,5,205
FITEM,5,207
FITEM,5,-208
FITEM,5,232
LSEL,S, , , P51X
CM,L_FIJA,LINE
ASEL,S, , , 127
CM,A_FIJA,AREA
```

```
FLST,5,8,6,ORDE,5
FITEM,5,12
FITEM,5,20
FITEM,5,-24
FITEM,5,109
FITEM,5,-110
VSEL,S, , , P51X
CM,V_TUBO,VOLUME
```

ALLS

! CORTES PARA CONTINUIDAD *****

CMSEL,S,V_TUBO

CMPLT

WPCSYS,-1,0

wpoff,0,I,-(S1-TK)

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,0,I,-(2*S1-TK)

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,0,I,-(2*S1+2*S2-TK)

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,0,I,-(3*S1+2*S2-TK)

VSBW,ALL

WPSTYLE,,,,,,,,,0

FLST,5,12,6,ORDE,5

FITEM,5,12

FITEM,5,20

FITEM,5,-23

FITEM,5,109

FITEM,5,-115

VSEL,S,,P51X

CM,V_TUBO,VOLUME

CMSEL,S,V_TUBO

CMPLT

ASEL,S,, 597

ASEL,A,, 598

ASEL,A,, 599

ASEL,A,, 600

ASEL,A,, 606

ASEL,A,, 607

ASEL,A,, 608

ASEL,A,, 609

ASEL,A,, 623

ASEL,A,, 624

ASEL,A,, 625

ASEL,A,, 626

```
ASEL,A,, , 632
ASEL,A,, , 633
ASEL,A,, , 634
ASEL,A,, , 635
ASEL,A,, , 641
ASEL,A,, , 642
ASEL,A,, , 643
ASEL,A,, , 644
ASEL,A,, , 650
ASEL,A,, , 651
ASEL,A,, , 652
ASEL,A,, , 653
```

```
APLOT
CM,A_TUBO,AREA
```

```
ALLS
VPLOT
```

```
! DEFINICION DE ELEMENTOS FINITOS *****
```

```
ET,1,SOLID95
ET,2,SOLID95
```

```
! PROPIEDADES MECANICAS DEL MATERIAL *****
```

```
MP,EX,1,E
MP,NUXY,1,NU
```

```
MP,EX,2,E/1E3
MP,NUXY,2,NU
```

```
! MODELO DE ELEMENTOS FINITOS *****
```

```
! Mallado del espesor de cada placa *****
```

```
FLST,2,204,5,ORDE,204
FITEM,2,6
FITEM,2,-7
FITEM,2,13
FITEM,2,15
FITEM,2,23
FITEM,2,-24
FITEM,2,28
FITEM,2,-29
FITEM,2,33
FITEM,2,-34
FITEM,2,38
FITEM,2,-39
FITEM,2,43
FITEM,2,-44
```

FITEM,2,48
FITEM,2,-49
FITEM,2,53
FITEM,2,-54
FITEM,2,58
FITEM,2,-59
FITEM,2,63
FITEM,2,-64
FITEM,2,71
FITEM,2,-72
FITEM,2,78
FITEM,2,-79
FITEM,2,83
FITEM,2,-84
FITEM,2,88
FITEM,2,-89
FITEM,2,93
FITEM,2,-94
FITEM,2,98
FITEM,2,-99
FITEM,2,103
FITEM,2,-104
FITEM,2,154
FITEM,2,-155
FITEM,2,160
FITEM,2,-161
FITEM,2,163
FITEM,2,166
FITEM,2,170
FITEM,2,-171
FITEM,2,173
FITEM,2,176
FITEM,2,180
FITEM,2,-181
FITEM,2,183
FITEM,2,186
FITEM,2,190
FITEM,2,-191
FITEM,2,194
FITEM,2,196
FITEM,2,199
FITEM,2,206
FITEM,2,209
FITEM,2,-210
FITEM,2,213
FITEM,2,-214
FITEM,2,219

FITEM,2,-220
FITEM,2,223
FITEM,2,-224
FITEM,2,229
FITEM,2,-230
FITEM,2,232
FITEM,2,-233
FITEM,2,238
FITEM,2,-239
FITEM,2,244
FITEM,2,-245
FITEM,2,250
FITEM,2,-251
FITEM,2,253
FITEM,2,256
FITEM,2,260
FITEM,2,-261
FITEM,2,263
FITEM,2,266
FITEM,2,270
FITEM,2,-271
FITEM,2,273
FITEM,2,276
FITEM,2,280
FITEM,2,-281
FITEM,2,284
FITEM,2,286
FITEM,2,289
FITEM,2,296
FITEM,2,299
FITEM,2,-300
FITEM,2,303
FITEM,2,-304
FITEM,2,309
FITEM,2,-310
FITEM,2,313
FITEM,2,-314
FITEM,2,319
FITEM,2,-320
FITEM,2,322
FITEM,2,-323
FITEM,2,328
FITEM,2,-329
FITEM,2,334
FITEM,2,-335
FITEM,2,340
FITEM,2,-341

FITEM,2,343
FITEM,2,346
FITEM,2,350
FITEM,2,-351
FITEM,2,353
FITEM,2,356
FITEM,2,360
FITEM,2,-361
FITEM,2,363
FITEM,2,366
FITEM,2,370
FITEM,2,-371
FITEM,2,374
FITEM,2,376
FITEM,2,379
FITEM,2,386
FITEM,2,389
FITEM,2,-390
FITEM,2,393
FITEM,2,-394
FITEM,2,399
FITEM,2,-400
FITEM,2,403
FITEM,2,-404
FITEM,2,409
FITEM,2,-410
FITEM,2,412
FITEM,2,-413
FITEM,2,418
FITEM,2,-419
FITEM,2,424
FITEM,2,-425
FITEM,2,430
FITEM,2,-431
FITEM,2,433
FITEM,2,436
FITEM,2,440
FITEM,2,-441
FITEM,2,443
FITEM,2,446
FITEM,2,450
FITEM,2,-451
FITEM,2,453
FITEM,2,456
FITEM,2,460
FITEM,2,-461
FITEM,2,464

FITEM,2,466
FITEM,2,469
FITEM,2,476
FITEM,2,479
FITEM,2,-480
FITEM,2,483
FITEM,2,-484
FITEM,2,489
FITEM,2,-490
FITEM,2,493
FITEM,2,-494
FITEM,2,499
FITEM,2,-500
FITEM,2,502
FITEM,2,-503
FITEM,2,508
FITEM,2,-509
FITEM,2,514
FITEM,2,-515
FITEM,2,520
FITEM,2,-521
FITEM,2,523
FITEM,2,526
FITEM,2,530
FITEM,2,-531
FITEM,2,533
FITEM,2,536
FITEM,2,540
FITEM,2,-541
FITEM,2,543
FITEM,2,546
FITEM,2,550
FITEM,2,-551
FITEM,2,554
FITEM,2,556
FITEM,2,559
FITEM,2,566
FITEM,2,569
FITEM,2,-570
FITEM,2,573
FITEM,2,-574
FITEM,2,579
FITEM,2,-580
FITEM,2,583
FITEM,2,-584
FITEM,2,589
FITEM,2,-590

```
FITEM,2,592
FITEM,2,-593
AESIZE,P51X,TE,
```

```
! Fijar número de divisiones verticales de las placas *****
```

```
FLST,5,216,4,ORDE,214
```

```
FITEM,5,10
FITEM,5,12
FITEM,5,33
FITEM,5,38
FITEM,5,41
FITEM,5,-42
FITEM,5,44
FITEM,5,59
FITEM,5,62
FITEM,5,67
FITEM,5,70
FITEM,5,75
FITEM,5,78
FITEM,5,83
FITEM,5,86
FITEM,5,91
FITEM,5,94
FITEM,5,99
FITEM,5,102
FITEM,5,107
FITEM,5,110
FITEM,5,115
FITEM,5,118
FITEM,5,123
FITEM,5,-124
FITEM,5,126
FITEM,5,131
FITEM,5,-134
FITEM,5,141
FITEM,5,-142
FITEM,5,149
FITEM,5,-150
FITEM,5,158
FITEM,5,166
FITEM,5,174
FITEM,5,182
FITEM,5,242
FITEM,5,246
FITEM,5,279
FITEM,5,282
FITEM,5,285
```

FITEM,5,287
FITEM,5,294
FITEM,5,296
FITEM,5,301
FITEM,5,303
FITEM,5,310
FITEM,5,312
FITEM,5,317
FITEM,5,319
FITEM,5,326
FITEM,5,328
FITEM,5,333
FITEM,5,335
FITEM,5,342
FITEM,5,344
FITEM,5,346
FITEM,5,350
FITEM,5,354
FITEM,5,356
FITEM,5,373
FITEM,5,375
FITEM,5,382
FITEM,5,384
FITEM,5,389
FITEM,5,391
FITEM,5,398
FITEM,5,400
FITEM,5,405
FITEM,5,407
FITEM,5,417
FITEM,5,419
FITEM,5,422
FITEM,5,424
FITEM,5,431
FITEM,5,434
FITEM,5,437
FITEM,5,439
FITEM,5,446
FITEM,5,448
FITEM,5,453
FITEM,5,455
FITEM,5,462
FITEM,5,464
FITEM,5,469
FITEM,5,471
FITEM,5,478
FITEM,5,480

FITEM,5,485
FITEM,5,487
FITEM,5,494
FITEM,5,496
FITEM,5,498
FITEM,5,502
FITEM,5,506
FITEM,5,508
FITEM,5,525
FITEM,5,527
FITEM,5,534
FITEM,5,536
FITEM,5,541
FITEM,5,543
FITEM,5,550
FITEM,5,552
FITEM,5,557
FITEM,5,559
FITEM,5,569
FITEM,5,571
FITEM,5,574
FITEM,5,576
FITEM,5,583
FITEM,5,586
FITEM,5,589
FITEM,5,591
FITEM,5,598
FITEM,5,600
FITEM,5,605
FITEM,5,607
FITEM,5,614
FITEM,5,616
FITEM,5,621
FITEM,5,623
FITEM,5,630
FITEM,5,632
FITEM,5,637
FITEM,5,639
FITEM,5,646
FITEM,5,648
FITEM,5,650
FITEM,5,654
FITEM,5,658
FITEM,5,660
FITEM,5,677
FITEM,5,679
FITEM,5,686

FITEM,5,688
FITEM,5,693
FITEM,5,695
FITEM,5,702
FITEM,5,704
FITEM,5,709
FITEM,5,711
FITEM,5,721
FITEM,5,723
FITEM,5,726
FITEM,5,728
FITEM,5,735
FITEM,5,738
FITEM,5,741
FITEM,5,743
FITEM,5,750
FITEM,5,752
FITEM,5,757
FITEM,5,759
FITEM,5,766
FITEM,5,768
FITEM,5,773
FITEM,5,775
FITEM,5,782
FITEM,5,784
FITEM,5,789
FITEM,5,791
FITEM,5,798
FITEM,5,800
FITEM,5,802
FITEM,5,806
FITEM,5,810
FITEM,5,812
FITEM,5,829
FITEM,5,831
FITEM,5,838
FITEM,5,840
FITEM,5,845
FITEM,5,847
FITEM,5,854
FITEM,5,856
FITEM,5,861
FITEM,5,863
FITEM,5,873
FITEM,5,875
FITEM,5,878
FITEM,5,880

```
FITEM,5,887
FITEM,5,890
FITEM,5,893
FITEM,5,895
FITEM,5,902
FITEM,5,904
FITEM,5,909
FITEM,5,911
FITEM,5,918
FITEM,5,920
FITEM,5,925
FITEM,5,927
FITEM,5,934
FITEM,5,936
FITEM,5,941
FITEM,5,943
FITEM,5,950
FITEM,5,952
FITEM,5,954
FITEM,5,958
FITEM,5,962
FITEM,5,964
FITEM,5,981
FITEM,5,983
FITEM,5,990
FITEM,5,992
FITEM,5,997
FITEM,5,999
FITEM,5,1006
FITEM,5,1008
FITEM,5,1013
FITEM,5,1015
CM,_Y,LINE
LSEL,, , ,P51X
CM,_Y1,LINE
CMSEL,,_Y
LESIZE,_Y1, , ,M, , , , ,1
```

! Mallado de los volúmenes regulares de las placas

```
MSHAPE,0,3D
MSHKEY,1
FLST,5,96,6,ORDE,16
FITEM,5,1
FITEM,5,-11
FITEM,5,14
FITEM,5,-19
FITEM,5,25
```

```
FITEM,5,-33
FITEM,5,35
FITEM,5,-50
FITEM,5,52
FITEM,5,-67
FITEM,5,69
FITEM,5,-84
FITEM,5,86
FITEM,5,-101
FITEM,5,103
FITEM,5,-108
CM,_Y,VOLU
VSEL,, , ,P51X
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
VMESH,_Y1
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2
```

! Mallado de los volúmenes con la corona circular *****

```
FLST,2,26,5,ORDE,14
FITEM,2,1
FITEM,2,-2
FITEM,2,17
FITEM,2,-20
FITEM,2,201
FITEM,2,-204
FITEM,2,291
FITEM,2,-294
FITEM,2,381
FITEM,2,-384
FITEM,2,471
FITEM,2,-474
FITEM,2,561
FITEM,2,-564
AESIZE,P51X,TE,
```

```
MSHAPE,1,3D
MSHKEY,0
FLST,5,6,6,ORDE,6
FITEM,5,13
FITEM,5,34
FITEM,5,51
FITEM,5,68
FITEM,5,85
```

```
FITEM,5,102
CM,_Y,VOLU
VSEL,, , ,P51X
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
VMESH,_Y1
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2
```

```
! Mallado del tubo *****
```

```
CMSEL,S,V_TUBO
CMSEL,A,A_TUBO
CMPLOT
```

```
FLST,5,59,4,ORDE,58
```

```
FITEM,5,13
FITEM,5,-14
FITEM,5,16
FITEM,5,22
FITEM,5,26
FITEM,5,29
FITEM,5,-30
FITEM,5,32
FITEM,5,197
FITEM,5,200
FITEM,5,203
FITEM,5,205
FITEM,5,213
FITEM,5,-214
FITEM,5,216
FITEM,5,227
FITEM,5,229
FITEM,5,245
FITEM,5,264
FITEM,5,361
FITEM,5,364
FITEM,5,367
FITEM,5,369
FITEM,5,371
FITEM,5,512
FITEM,5,514
FITEM,5,519
FITEM,5,521
FITEM,5,523
FITEM,5,664
```



```
FITEM,5,-666
FITEM,5,671
FITEM,5,673
FITEM,5,675
FITEM,5,816
FITEM,5,818
FITEM,5,820
FITEM,5,823
FITEM,5,827
FITEM,5,975
FITEM,5,979
FITEM,5,1027
FITEM,5,-1028
FITEM,5,1031
FITEM,5,-1032
FITEM,5,1042
FITEM,5,1045
FITEM,5,-1046
FITEM,5,1048
FITEM,5,1059
FITEM,5,1061
FITEM,5,1064
FITEM,5,1069
FITEM,5,1085
FITEM,5,1088
FITEM,5,1101
FITEM,5,1117
FITEM,5,1120
CM,_Y,LINE
LSEL,, , ,P51X
CM,_Y1,LINE
CMSEL,,_Y
LESIZE,_Y1,TE, , , , ,1
FLST,5,12,6,ORDE,5
FITEM,5,12
FITEM,5,20
FITEM,5,-23
FITEM,5,109
FITEM,5,-115
CM,_Y,VOLU
VSEL,, , ,P51X
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
VSWEEP,_Y1
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
```

CMDELE,_Y2

CMSEL,S,V_TUBO
ESLV,S
EMODIF,ALL,TYPE,2,

NUMMRG,NODE
NUMMRG,KP
ALLS

/AUTO,1
/REP,FAST

! ESPECIFICA EL TIPO DE SOLUCIONADOR DE ECUACION *****
FINISH
/SOLU
EQSLV,ITER

! CONDICIONES DE CONTORNO *****
VSEL,NONE
ASEL,NONE
LSEL,NONE
CMSEL,S,A_FIJA
NSLA,S,1
D,ALL,ALL,0

! CARGAS APLICADAS *****
VSEL,NONE
NSEL,NONE
LSEL,NONE

LSEL,S, , , 72
NSLL,S,1
F,ALL,FY,-Q1/DIV

LSEL,S, , , 80
NSLL,S,1
F,ALL,FY,-Q1/DIV

LSEL,S, , , 88
NSLL,S,1
F,ALL,FY,-Q1/DIV

LSEL,S, , , 96
NSLL,S,1
F,ALL,FY,-Q1/DIV
LSEL,S, , , 104

```
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV
```

```
LSEL,S,, , 112  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV
```

```
LSEL,S,, , 120  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV
```

```
LSEL,S,, , 128  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV
```

```
LSEL,S,, , 136  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV
```

```
LSEL,S,, , 144  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV
```

```
LSEL,S,, , 152  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV
```

```
LSEL,S,, , 160  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV
```

```
LSEL,S,, , 168  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV
```

```
LSEL,S,, , 176  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q1/DIV
```

```
LSEL,S,, , 184  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q2/DIV
```

```
LSEL,S,, , 64  
NSLL,S,1  
F,ALL,FY,-Q2/DIV  
FLST,5,70,4,ORDE,70
```

FITEM,5,244
FITEM,5,286
FITEM,5,295
FITEM,5,302
FITEM,5,311
FITEM,5,318
FITEM,5,327
FITEM,5,334
FITEM,5,355
FITEM,5,376
FITEM,5,383
FITEM,5,392
FITEM,5,399
FITEM,5,408
FITEM,5,423
FITEM,5,438
FITEM,5,447
FITEM,5,454
FITEM,5,463
FITEM,5,470
FITEM,5,479
FITEM,5,486
FITEM,5,507
FITEM,5,528
FITEM,5,535
FITEM,5,544
FITEM,5,551
FITEM,5,560
FITEM,5,575
FITEM,5,590
FITEM,5,599
FITEM,5,606
FITEM,5,615
FITEM,5,622
FITEM,5,631
FITEM,5,638
FITEM,5,659
FITEM,5,680
FITEM,5,687
FITEM,5,696
FITEM,5,703
FITEM,5,712
FITEM,5,727
FITEM,5,742
FITEM,5,751
FITEM,5,758
FITEM,5,767

FITEM,5,774
FITEM,5,783
FITEM,5,790
FITEM,5,811
FITEM,5,832
FITEM,5,839
FITEM,5,848
FITEM,5,855
FITEM,5,864
FITEM,5,879
FITEM,5,894
FITEM,5,903
FITEM,5,910
FITEM,5,919
FITEM,5,926
FITEM,5,935
FITEM,5,942
FITEM,5,963
FITEM,5,984
FITEM,5,991
FITEM,5,1000
FITEM,5,1007
FITEM,5,1016
LSEL,S, , ,P51X

NSLL,S,1
F,ALL,FY,-Q1/DIV

FLST,5,10,4,ORDE,10
FITEM,5,210
FITEM,5,343
FITEM,5,420
FITEM,5,495
FITEM,5,572
FITEM,5,647
FITEM,5,724
FITEM,5,799
FITEM,5,876
FITEM,5,951
LSEL,S, , ,P51X

NSLL,S,1
F,ALL,FY,-Q2/DIV

ALLS

! RESOLUCIÓN *****
 ! REDIRIGIR SALIDA POR PANTALLA_ARCHIVO DE GRAFICOS NEUTRO *****

/SHOW,Densidad,GRPH

! *****

ANTYPE,0
 TOCOMP,COMP,SINGLE,1
 TOVAR,COMP,OBJ
 TOVAR,VOLUME,CON,,85
 TOTYPE,OC
 TODEF

! CONTROL GRÁFICO DE LA SALIDA *****

/TRIAD,OFF
 /CONTOUR,,9
 /PLOPTS,MINM,0
 /DSCALE,,OFF

! *****

TOLOOP,100,1

FINISH

/SHOW,TERM
 SAVE

AII.2 MACRO DE VIGAS EN VOLADIZO ASIMÉTRICAS CON PLACAS TRANSVERSALES

FINISH
 /CLEAR,START
 /GRAPHICS,FULL
 /CONFIG,NPROC,4
 /SHOW,WIN32

!INVERTIR COLORES *****

/RGB,INDEX,100,100,100,0
 /RGB,INDEX,80,80,80,13
 /RGB,INDEX,60,60,60,14
 /RGB,INDEX,0,0,0,15

! *****

/TITLE, VVA_CP_2.5D_Placas transversales
 /PREP7

! PARAMETROS *****

L5=50
L3=815
L4=555
L1=4.5*L3+4*L4+L5
L2=3.5*L3+3*L4+L5
H1=400
H2=600
RE=560/2
e=6
RI=RE-e
S1=2520
S2=740
I=H1+H2
EXT=70
Q=0.744
Q1=Q*(L3+L4)/2
Q2=Q1/2
TK=50
TE=50
DIV=(TK/TE)+1
E=210E3
NU=0.3
M=25

! CREACION DEL MODELO *****

K,1,L1+L5,H2
K,2,0,0
K,3,L1+L2+2*L5,0
K,4,L1+L2+2*L5,I
K,5,0,I
CIRCLE,1,RE
CIRCLE,1,RI
LSTR,2,3
LSTR,3,4
LSTR,4,5
LSTR,5,2

A,2,3,4,5
CM,A_VIGA,AREA
ASEL,NONE
CYL4,L1+L5,H2,RE
CM,A_CIRCULO,AREA

ASEL,NONE
ASEL,ALL
ASBA, 1, 2

CM,A_VIGA,AREA

ASEL,NONE

CYL4,L1+L5,H2,RE, ,RI

CM,A_CORONA,AREA

ALLS

CMSEL,S,A_CORONA

VEXT,ALL, , ,0,0,-(4*S1+2*S2),,,,

/VIEW,1,1,1,1

/ANG,1

/REP,FAST

ALLS

APLOT

ASEL,S, , , 3

VOFFST,3,TK, ,

ASEL,S, , , 2

CM,A_CORONAFINAL,AREA

! CORTES PARA GENERAR NODOS EN LOS PUNTOS DE APLICACIÓN DE CARGAS **

WPCSYS,-1,0

wpoff,L5,I

wprot,0,0,90

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,L3+L5,I

wprot,0,0,90

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,L3+L4+L5,I

wprot,0,0,90

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,2*L3+L4+L5,I

wprot,0,0,90

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,2*L3+2*L4+L5,I

wprot,0,0,90

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,3*L3+2*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,3*L3+3*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,4*L3+3*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,4*L3+4*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,5*L3+4*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,5*L3+5*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,6*L3+5*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,6*L3+6*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,7*L3+6*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,7*L3+7*L4+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,L1+L2+L5,I
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
WPSTYLE,,,,,,,,0
```

! CORTES PARA SITUAR LAS DIFERENTES PLACAS *****

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,L5+L1,I,-S1
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,L5+L1,I,-2*S1
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,L5+L1,I,-2*S1-S2
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,L5+L1,I,-2*S1-2*S2
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,L5+L1,I,-3*S1-2*S2
VSBW,ALL
WPSTYLE,,,,,,,,0
```

! COPIA DE LAS PLACAS *****

```
FLST,3,17,6,ORDE,4
FITEM,3,2
FITEM,3,-11
FITEM,3,13
FITEM,3,-19
VGEN,2,P51X, , , , -S1, ,0
FLST,3,17,6,ORDE,4
FITEM,3,2
FITEM,3,-11
FITEM,3,13
FITEM,3,-19
VGEN,2,P51X, , , , -2*S1, ,0
```

```
FLST,3,17,6,ORDE,4
FITEM,3,2
FITEM,3,-11
FITEM,3,13
FITEM,3,-19
VGEN,2,P51X, , , , -2*S1-2*S2, ,0
```

```
FLST,3,17,6,ORDE,4
FITEM,3,2
FITEM,3,-11
FITEM,3,13
FITEM,3,-19
VGEN,2,P51X, , , , -3*S1-2*S2, ,0
```

```
FLST,3,17,6,ORDE,4
FITEM,3,2
FITEM,3,-11
FITEM,3,13
FITEM,3,-19
VGEN,2,P51X, , , , -4*S1-2*S2, ,0
```

```
! EXTENSION DEL TUBO *****
```

```
ASEL,S, , , 1
VOFFST,1,EXT+TK, ,
```

```
ASEL,S, , , 2
VOFFST,2,-EXT, ,
```

```
! SELECCIONES DE NOMBRE *****
```

```
FLST,5,4,4,ORDE,4
FITEM,5,205
FITEM,5,207
FITEM,5,-208
FITEM,5,232
LSEL,S, , , P51X
CM,L_FIJA,LINE
ASEL,S, , , 127
CM,A_FIJA,AREA
FLST,5,8,6,ORDE,5
FITEM,5,12
FITEM,5,20
FITEM,5,-24
FITEM,5,109
FITEM,5,-110
VSEL,S, , , P51X
CM,V_TUBO,VOLUME
ALLS
```

! CREACIÓN DE LAS PLACAS TRANSVERSALES *****

K,0,0,0,0

K,0,0,I,0

K,0,L5,I,0

K,0,L5,0,0

A,562,563,564,565

VOFFST,614,4*S1+2*S2-TK, ,

FLST,3,1,6,ORDE,1

FITEM,3,111

VGEN,2,P51X, , ,L1+L2+L5, , , ,0

VSEL,S, , , 112

CM,V_PANEL1,VOLUME

VSEL,S, , , 111

CM,V_PANEL2,VOLUME

! CORTES PARA GARANTIZAR LA CONTINUIDAD DE MALLA *****

WPCSYS,-1,0

wpoff,0,I,-S1

CMSEL,S,V_PANEL1

CMSEL,A,V_PANEL2

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,0,I,-(S1-TK)

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,0,I,-(2*S1)

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,0,I,-(2*S1-TK)

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,0,I,-(2*S1+2*S2)

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,0,I,-(2*S1+2*S2-TK)

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-(3*S1+2*S2)
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-(3*S1+2*S2-TK)
VSBW,ALL
WPSTYLE,,,,,,,,0

ALLS

! CORTES PARA CONTINUIDAD *****

CMSEL,S,V_TUBO
CMPLOT

WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-(S1-TK)
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-(2*S1-TK)
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-(2*S1+2*S2-TK)
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-(3*S1+2*S2-TK)
VSBW,ALL

WPSTYLE,,,,,,,,0

FLST,5,12,6,ORDE,9
FITEM,5,12
FITEM,5,20
FITEM,5,-23
FITEM,5,109
FITEM,5,-110
FITEM,5,127
FITEM,5,-128
FITEM,5,131
FITEM,5,-133
VSEL,S,,P51X
CM,V_TUBO,VOLUME
CMPLOT

ASEL,S,, 597
ASEL,A,, 598
ASEL,A,, 599
ASEL,A,, 600
ASEL,A,, 606
ASEL,A,, 607
ASEL,A,, 608
ASEL,A,, 609
ASEL,A,, 715
ASEL,A,, 716
ASEL,A,, 717
ASEL,A,, 718
ASEL,A,, 724
ASEL,A,, 725
ASEL,A,, 726
ASEL,A,, 727
ASEL,A,, 733
ASEL,A,, 734
ASEL,A,, 735
ASEL,A,, 736
ASEL,A,, 742
ASEL,A,, 743
ASEL,A,, 744
ASEL,A,, 745

APLOT
CM,A_TUBO,AREA
CMPLLOT
ALLS
VPLOT

! DEFINICION DE ELEMENTOS FINITOS *****

ET,1,SOLID95
ET,2,SOLID95

! PROPIEDADES MECANICAS DEL MATERIAL *****

MP,EX,1,E
MP,NUXY,1,NU
MP,EX,2,E/1E3
MP,NUXY,2,NU

! MODELO DE ELEMENTOS FINITOS *****

! Mallado de las placas transversales *****

FLST,5,48,4,ORDE,48
FITEM,5,10
FITEM,5,12
FITEM,5,33

FITEM,5,38
FITEM,5,42
FITEM,5,44
FITEM,5,62
FITEM,5,279
FITEM,5,282
FITEM,5,342
FITEM,5,344
FITEM,5,346
FITEM,5,350
FITEM,5,417
FITEM,5,419
FITEM,5,431
FITEM,5,434
FITEM,5,494
FITEM,5,496
FITEM,5,498
FITEM,5,502
FITEM,5,569
FITEM,5,571
FITEM,5,583
FITEM,5,586
FITEM,5,646
FITEM,5,648
FITEM,5,650
FITEM,5,654
FITEM,5,721
FITEM,5,723
FITEM,5,735
FITEM,5,738
FITEM,5,798
FITEM,5,800
FITEM,5,802
FITEM,5,806
FITEM,5,873
FITEM,5,890
FITEM,5,954
FITEM,5,958
FITEM,5,1057
FITEM,5,1061
FITEM,5,1063
FITEM,5,1069
FITEM,5,1071
FITEM,5,1073
FITEM,5,1075
CM,_Y,LINE
LSEL, , , ,P51X

```
CM,_Y1,LINE
CMSEL,,_Y
LESIZE,_Y1, , ,M, , , ,1
```

```
FLST,5,22,6,ORDE,11
FITEM,5,3
FITEM,5,11
FITEM,5,33
FITEM,5,93
FITEM,5,101
FITEM,5,111
FITEM,5,-117
FITEM,5,119
FITEM,5,-126
FITEM,5,129
FITEM,5,-130
VSEL,S, , ,P51X
VPLOT
```

```
ESIZE,TE
MAT,1
TYPE,1
VMESH,ALL
```

```
ALLS
VPLOT
```

```
! Mallado del espesor de cada placa *****
```

```
FLST,2,204,5,ORDE,204
FITEM,2,6
FITEM,2,-7
FITEM,2,13
FITEM,2,15
FITEM,2,23
FITEM,2,-24
FITEM,2,28
FITEM,2,-29
FITEM,2,33
FITEM,2,-34
FITEM,2,38
FITEM,2,-39
FITEM,2,43
FITEM,2,-44
FITEM,2,48
FITEM,2,-49
FITEM,2,53
FITEM,2,-54
```


FITEM,2,58
FITEM,2,-59
FITEM,2,63
FITEM,2,-64
FITEM,2,71
FITEM,2,-72
FITEM,2,78
FITEM,2,-79
FITEM,2,83
FITEM,2,-84
FITEM,2,88
FITEM,2,-89
FITEM,2,93
FITEM,2,-94
FITEM,2,98
FITEM,2,-99
FITEM,2,103
FITEM,2,-104
FITEM,2,154
FITEM,2,-155
FITEM,2,160
FITEM,2,-161
FITEM,2,163
FITEM,2,166
FITEM,2,170
FITEM,2,-171
FITEM,2,173
FITEM,2,176
FITEM,2,180
FITEM,2,-181
FITEM,2,183
FITEM,2,186
FITEM,2,190
FITEM,2,-191
FITEM,2,194
FITEM,2,196
FITEM,2,199
FITEM,2,206
FITEM,2,209
FITEM,2,-210
FITEM,2,213
FITEM,2,-214
FITEM,2,219
FITEM,2,-220
FITEM,2,223
FITEM,2,-224
FITEM,2,229

FITEM,2,-230
FITEM,2,232
FITEM,2,-233
FITEM,2,238
FITEM,2,-239
FITEM,2,244
FITEM,2,-245
FITEM,2,250
FITEM,2,-251
FITEM,2,253
FITEM,2,256
FITEM,2,260
FITEM,2,-261
FITEM,2,263
FITEM,2,266
FITEM,2,270
FITEM,2,-271
FITEM,2,273
FITEM,2,276
FITEM,2,280
FITEM,2,-281
FITEM,2,284
FITEM,2,286
FITEM,2,289
FITEM,2,296
FITEM,2,299
FITEM,2,-300
FITEM,2,303
FITEM,2,-304
FITEM,2,309
FITEM,2,-310
FITEM,2,313
FITEM,2,-314
FITEM,2,319
FITEM,2,-320
FITEM,2,322
FITEM,2,-323
FITEM,2,328
FITEM,2,-329
FITEM,2,334
FITEM,2,-335
FITEM,2,340
FITEM,2,-341
FITEM,2,343
FITEM,2,346
FITEM,2,350
FITEM,2,-351

FITEM,2,353
FITEM,2,356
FITEM,2,360
FITEM,2,-361
FITEM,2,363
FITEM,2,366
FITEM,2,370
FITEM,2,-371
FITEM,2,374
FITEM,2,376
FITEM,2,379
FITEM,2,386
FITEM,2,389
FITEM,2,-390
FITEM,2,393
FITEM,2,-394
FITEM,2,399
FITEM,2,-400
FITEM,2,403
FITEM,2,-404
FITEM,2,409
FITEM,2,-410
FITEM,2,412
FITEM,2,-413
FITEM,2,418
FITEM,2,-419
FITEM,2,424
FITEM,2,-425
FITEM,2,430
FITEM,2,-431
FITEM,2,433
FITEM,2,436
FITEM,2,440
FITEM,2,-441
FITEM,2,443
FITEM,2,446
FITEM,2,450
FITEM,2,-451
FITEM,2,453
FITEM,2,456
FITEM,2,460
FITEM,2,-461
FITEM,2,464
FITEM,2,466
FITEM,2,469
FITEM,2,476
FITEM,2,479

FITEM,2,-480
FITEM,2,483
FITEM,2,-484
FITEM,2,489
FITEM,2,-490
FITEM,2,493
FITEM,2,-494
FITEM,2,499
FITEM,2,-500
FITEM,2,502
FITEM,2,-503
FITEM,2,508
FITEM,2,-509
FITEM,2,514
FITEM,2,-515
FITEM,2,520
FITEM,2,-521
FITEM,2,523
FITEM,2,526
FITEM,2,530
FITEM,2,-531
FITEM,2,533
FITEM,2,536
FITEM,2,540
FITEM,2,-541
FITEM,2,543
FITEM,2,546
FITEM,2,550
FITEM,2,-551
FITEM,2,554
FITEM,2,556
FITEM,2,559
FITEM,2,566
FITEM,2,569
FITEM,2,-570
FITEM,2,573
FITEM,2,-574
FITEM,2,579
FITEM,2,-580
FITEM,2,583
FITEM,2,-584
FITEM,2,589
FITEM,2,-590
FITEM,2,592
FITEM,2,-593
AESIZE,P51X,TE,

! Fijar número de divisiones verticales de las placas *****

FLST,5,216,4,ORDE,214

FITEM,5,10

FITEM,5,12

FITEM,5,33

FITEM,5,38

FITEM,5,41

FITEM,5,-42

FITEM,5,44

FITEM,5,59

FITEM,5,62

FITEM,5,67

FITEM,5,70

FITEM,5,75

FITEM,5,78

FITEM,5,83

FITEM,5,86

FITEM,5,91

FITEM,5,94

FITEM,5,99

FITEM,5,102

FITEM,5,107

FITEM,5,110

FITEM,5,115

FITEM,5,118

FITEM,5,123

FITEM,5,-124

FITEM,5,126

FITEM,5,131

FITEM,5,-134

FITEM,5,141

FITEM,5,-142

FITEM,5,149

FITEM,5,-150

FITEM,5,158

FITEM,5,166

FITEM,5,174

FITEM,5,182

FITEM,5,242

FITEM,5,246

FITEM,5,279

FITEM,5,282

FITEM,5,285

FITEM,5,287

FITEM,5,294

FITEM,5,296

FITEM,5,301

FITEM,5,303
FITEM,5,310
FITEM,5,312
FITEM,5,317
FITEM,5,319
FITEM,5,326
FITEM,5,328
FITEM,5,333
FITEM,5,335
FITEM,5,342
FITEM,5,344
FITEM,5,346
FITEM,5,350
FITEM,5,354
FITEM,5,356
FITEM,5,373
FITEM,5,375
FITEM,5,382
FITEM,5,384
FITEM,5,389
FITEM,5,391
FITEM,5,398
FITEM,5,400
FITEM,5,405
FITEM,5,407
FITEM,5,417
FITEM,5,419
FITEM,5,422
FITEM,5,424
FITEM,5,431
FITEM,5,434
FITEM,5,437
FITEM,5,439
FITEM,5,446
FITEM,5,448
FITEM,5,453
FITEM,5,455
FITEM,5,462
FITEM,5,464
FITEM,5,469
FITEM,5,471
FITEM,5,478
FITEM,5,480
FITEM,5,485
FITEM,5,487
FITEM,5,494
FITEM,5,496

FITEM,5,498
FITEM,5,502
FITEM,5,506
FITEM,5,508
FITEM,5,525
FITEM,5,527
FITEM,5,534
FITEM,5,536
FITEM,5,541
FITEM,5,543
FITEM,5,550
FITEM,5,552
FITEM,5,557
FITEM,5,559
FITEM,5,569
FITEM,5,571
FITEM,5,574
FITEM,5,576
FITEM,5,583
FITEM,5,586
FITEM,5,589
FITEM,5,591
FITEM,5,598
FITEM,5,600
FITEM,5,605
FITEM,5,607
FITEM,5,614
FITEM,5,616
FITEM,5,621
FITEM,5,623
FITEM,5,630
FITEM,5,632
FITEM,5,637
FITEM,5,639
FITEM,5,646
FITEM,5,648
FITEM,5,650
FITEM,5,654
FITEM,5,658
FITEM,5,660
FITEM,5,677
FITEM,5,679
FITEM,5,686
FITEM,5,688
FITEM,5,693
FITEM,5,695
FITEM,5,702

FITEM,5,704
FITEM,5,709
FITEM,5,711
FITEM,5,721
FITEM,5,723
FITEM,5,726
FITEM,5,728
FITEM,5,735
FITEM,5,738
FITEM,5,741
FITEM,5,743
FITEM,5,750
FITEM,5,752
FITEM,5,757
FITEM,5,759
FITEM,5,766
FITEM,5,768
FITEM,5,773
FITEM,5,775
FITEM,5,782
FITEM,5,784
FITEM,5,789
FITEM,5,791
FITEM,5,798
FITEM,5,800
FITEM,5,802
FITEM,5,806
FITEM,5,810
FITEM,5,812
FITEM,5,829
FITEM,5,831
FITEM,5,838
FITEM,5,840
FITEM,5,845
FITEM,5,847
FITEM,5,854
FITEM,5,856
FITEM,5,861
FITEM,5,863
FITEM,5,873
FITEM,5,875
FITEM,5,878
FITEM,5,880
FITEM,5,887
FITEM,5,890
FITEM,5,893
FITEM,5,895


```
FITEM,5,902
FITEM,5,904
FITEM,5,909
FITEM,5,911
FITEM,5,918
FITEM,5,920
FITEM,5,925
FITEM,5,927
FITEM,5,934
FITEM,5,936
FITEM,5,941
FITEM,5,943
FITEM,5,950
FITEM,5,952
FITEM,5,954
FITEM,5,958
FITEM,5,962
FITEM,5,964
FITEM,5,981
FITEM,5,983
FITEM,5,990
FITEM,5,992
FITEM,5,997
FITEM,5,999
FITEM,5,1006
FITEM,5,1008
FITEM,5,1013
FITEM,5,1015
CM,_Y,LINE
LSEL,, , ,P51X
CM,_Y1,LINE
CMSEL,,_Y
LESIZE,_Y1, , ,M, , , , ,1
```

! Mallado de los volúmenes regulares de las placas

```
MSHAPE,0,3D
MSHKEY,1
FLST,5,96,6,ORDE,16
FITEM,5,1
FITEM,5,-11
FITEM,5,14
FITEM,5,-19
FITEM,5,25
FITEM,5,-33
FITEM,5,35
FITEM,5,-50
FITEM,5,52
```

```
FITEM,5,-67
FITEM,5,69
FITEM,5,-84
FITEM,5,86
FITEM,5,-101
FITEM,5,103
FITEM,5,-108
CM,_Y,VOLU
VSEL, , , P51X
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
VMESH,_Y1
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2
```

! Mallado de los volúmenes con la corona circular *****

```
FLST,2,26,5,ORDE,14
FITEM,2,1
FITEM,2,-2
FITEM,2,17
FITEM,2,-20
FITEM,2,201
FITEM,2,-204
FITEM,2,291
FITEM,2,-294
FITEM,2,381
FITEM,2,-384
FITEM,2,471
FITEM,2,-474
FITEM,2,561
FITEM,2,-564
AESIZE,P51X,TE,
```

```
MSHAPE,1,3D
MSHKEY,0
FLST,5,6,6,ORDE,6
FITEM,5,13
FITEM,5,34
FITEM,5,51
FITEM,5,68
FITEM,5,85
FITEM,5,102
CM,_Y,VOLU
VSEL, , , P51X
CM,_Y1,VOLU
```

```
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
VMESH,_Y1
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2

! Mallado del tubo *****
CMSEL,S,A_TUBO
CMPLOT
FLST,2,24,5,ORDE,12
FITEM,2,597
FITEM,2,-600
FITEM,2,606
FITEM,2,-609
FITEM,2,715
FITEM,2,-718
FITEM,2,724
FITEM,2,-727
FITEM,2,733
FITEM,2,-736
FITEM,2,742
FITEM,2,-745
AESIZE,P51X,TE,
CMSEL,S,V_TUBO
CMPLOT
FLST,5,12,6,ORDE,9
FITEM,5,12
FITEM,5,20
FITEM,5,-23
FITEM,5,109
FITEM,5,-110
FITEM,5,127
FITEM,5,-128
FITEM,5,131
FITEM,5,-133
CM,_Y,VOLU
VSEL, , , ,P51X
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
VSWEEP,_Y1
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2
```

```
CMSEL,S,V_TUBO
ESLV,S
EMODIF,ALL,TYPE,2,

MSHAPE,0,3D
MSHKEY,1
FLST,5,6,6,ORDE,6
FITEM,5,42
FITEM,5,50
FITEM,5,59
FITEM,5,67
FITEM,5,76
FITEM,5,84
CM,_Y,VOLU
VSEL,, ,P51X
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
VCLEAR,_Y1
VMESH,_Y1
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2

NUMMRG,NODE
NUMMRG,KP
ALLS

/AUTO,1
/REP,FAST

! ESPECIFICA EL TIPO DE SOLUCIONADOR DE ECUACION *****
FINISH
/SOLU
EQSLV,ITER

! CONDICIONES DE CONTORNO *****
VSEL,NONE
ASEL,NONE
LSEL,NONE
CMSEL,S,A_FIJA
NSLA,S,1
D,ALL,ALL,0
```

! CARGAS APLICADAS *****

VSEL,NONE

NSEL,NONE

LSEL,NONE

LSEL,S, , , 72

NSLL,S,1

F,ALL,FY,-Q1/DIV

LSEL,S, , , 80

NSLL,S,1

F,ALL,FY,-Q1/DIV

LSEL,S, , , 88

NSLL,S,1

F,ALL,FY,-Q1/DIV

LSEL,S, , , 96

NSLL,S,1

F,ALL,FY,-Q1/DIV

LSEL,S, , , 104

NSLL,S,1

F,ALL,FY,-Q1/DIV

LSEL,S, , , 112

NSLL,S,1

F,ALL,FY,-Q1/DIV

LSEL,S, , , 120

NSLL,S,1

F,ALL,FY,-Q1/DIV

LSEL,S, , , 128

NSLL,S,1

F,ALL,FY,-Q1/DIV

LSEL,S, , , 136

NSLL,S,1

F,ALL,FY,-Q1/DIV

LSEL,S, , , 144

NSLL,S,1

F,ALL,FY,-Q1/DIV

LSEL,S,, , 152
NSLL,S,1
F,ALL,FY,-Q1/DIV

LSEL,S,, , 160
NSLL,S,1
F,ALL,FY,-Q1/DIV

LSEL,S,, , 168
NSLL,S,1
F,ALL,FY,-Q1/DIV

LSEL,S,, , 176
NSLL,S,1
F,ALL,FY,-Q1/DIV

LSEL,S,, , 184
NSLL,S,1
F,ALL,FY,-Q2/DIV

LSEL,S,, , 64
NSLL,S,1
F,ALL,FY,-Q2/DIV

FLST,5,70,4,ORDE,70
FITEM,5,244
FITEM,5,286
FITEM,5,295
FITEM,5,302
FITEM,5,311
FITEM,5,318
FITEM,5,327
FITEM,5,334
FITEM,5,355
FITEM,5,376
FITEM,5,383
FITEM,5,392
FITEM,5,399
FITEM,5,408
FITEM,5,423
FITEM,5,438
FITEM,5,447
FITEM,5,454
FITEM,5,463
FITEM,5,470
FITEM,5,479
FITEM,5,486

FITEM,5,507
FITEM,5,528
FITEM,5,535
FITEM,5,544
FITEM,5,551
FITEM,5,560
FITEM,5,575
FITEM,5,590
FITEM,5,599
FITEM,5,606
FITEM,5,615
FITEM,5,622
FITEM,5,631
FITEM,5,638
FITEM,5,659
FITEM,5,680
FITEM,5,687
FITEM,5,696
FITEM,5,703
FITEM,5,712
FITEM,5,727
FITEM,5,742
FITEM,5,751
FITEM,5,758
FITEM,5,767
FITEM,5,774
FITEM,5,783
FITEM,5,790
FITEM,5,811
FITEM,5,832
FITEM,5,839
FITEM,5,848
FITEM,5,855
FITEM,5,864
FITEM,5,879
FITEM,5,894
FITEM,5,903
FITEM,5,910
FITEM,5,919
FITEM,5,926
FITEM,5,935
FITEM,5,942
FITEM,5,963
FITEM,5,984
FITEM,5,991
FITEM,5,1000
FITEM,5,1007

FITEM,5,1016
LSEL,S,, ,P51X

NSLL,S,1
F,ALL,FY,-Q1/DIV

FLST,5,10,4,ORDE,10
FITEM,5,210
FITEM,5,343
FITEM,5,420
FITEM,5,495
FITEM,5,572
FITEM,5,647
FITEM,5,724
FITEM,5,799
FITEM,5,876
FITEM,5,951
LSEL,S,, ,P51X

NSLL,S,1
F,ALL,FY,-Q2/DIV

ALLS

! RESOLUCIÓN *****
! REDIRIGIR SALIDA POR PANTALLA_ARCHIVO DE GRAFICOS NEUTRO *****
/SHOW,Densidad,GRPH
! *****
ANTYPE,0
TOCOMP,COMP,SINGLE,1
TOVAR,COMP,OBJ
TOVAR,VOLUME,CON,,85
TOTYPE,OC
TODEF

! CONTROL GRÁFICO DE LA SALIDA *****
/TRIAD,OFF
/CONTOUR,,9
/PLOPTS,MINM,0
/DSCALE,,OFF
! *****

TOLOOP,100,1
FINISH

/SHOW,TERM
SAVE

AII.3 MACRO DE VIGAS EN VOLADIZO ASIMÉTRICAS CON PANELES

FINISH

/CLEAR,START

/GRAPHICS,FULL

/CONFIG,NPROC,4

/SHOW,WIN32

!INVERTIR COLORES *****

/RGB,INDEX,100,100,100,0

/RGB,INDEX,80,80,80,13

/RGB,INDEX,60,60,60,14

/RGB,INDEX,0,0,0,15

! *****

/TITLE, VVA_CP_2,5D_Con Paneles

/PREP7

! PARAMETROS *****

L5=50

L3=815

L4=555

L1=4.5*L3+4*L4+L5

L2=3.5*L3+3*L4+L5

L6=170

H1=400

H2=600

RE=560/2

e=6

RI=RE-e

S1=2520

S2=740

S3=690

I=H1+H2

EXT=70

Q=3E-4

TK=50

TE=50

Es=210E3

Ea=70E3

NU=0.3

M=25

P1=3210

P2=1350

d1=40

d2=20

d3=15

l=10505

s=(l-TK)/15

! CREACION DEL MODELO *****

K,1,L1+L5,H2

K,2,0,0

K,3,L1+L2+2*L5,0

K,4,L1+L2+2*L5,I

K,5,0,I

CIRCLE,1,RE

CIRCLE,1,RI

LSTR,2,3

LSTR,3,4

LSTR,4,5

LSTR,5,2

A,2,3,4,5

CM,A_VIGA,AREA

ASEL,NONE

CYL4,L1+L5,H2,RE

CM,A_CIRCULO,AREA

ASEL,NONE

ASEL,ALL

ASBA, 1, 2

CM,A_VIGA,AREA

ASEL,NONE

CYL4,L1+L5,H2,RE, ,RI

CM,A_CORONA,AREA

ALLS

CMSEL,S,A_CORONA

VEXT,ALL, , ,0,0,-EXT-4*P1-2*d2-2*d1+2*S3,,,

/VIEW,1,1,1,1

/ANG,1

/REP,FAST

CMSEL,S,A_CORONA

VEXT,ALL, , ,0,0,EXT,,,

FLST,5,2,6,ORDE,2

FITEM,5,1

FITEM,5,-2

VSEL,S, , ,P51X

CM,V_TUBO,VOLUME

ALLS

VPLOT

APLOT

```
ASEL,S,, , 3
VEXT,ALL, , ,0,0,-TK,,,
```

```
! CORTES SOBRE EL TUBO *****
```

```
CMSEL,S,V_TUBO
CMPLOT
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-P1+S3
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-P1+S3-TK
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-2*P1-d2+S3+S2
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-2*P1-d2-TK+S3+S2
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-2*P1-d2+S3-2*d1-S2
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-2*P1-d2-TK+S3-2*d1-S2
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-3*P1+S3-d2-2*d1
VSBW,ALL
WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-3*P1+S3-d2-TK-2*d1
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-4*P1-2*d2-2*d1+2*S3+TK
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-4*P1-2*d2-2*d1+2*S3
VSBW,ALL
```

```
WPSTYLE,,,,,,,,0
```

```

FLST,5,12,6,ORDE,5
FITEM,5,1
FITEM,5,-2
FITEM,5,4
FITEM,5,6
FITEM,5,-14
VSEL,S,,P51X
CM,V_TUBO,VOLUME

```

```

ALLS
VPLOT

```

! COPIA DE LAS CERCHAS *****

```

FLST,3,1,6,ORDE,1
FITEM,3,3
VGEN,2,P51X,,,-P1+S3,,0

```

```

FLST,3,1,6,ORDE,1
FITEM,3,3
VGEN,2,P51X,,,-2*P1-d2+S3+S2,,0

```

```

FLST,3,1,6,ORDE,1
FITEM,3,3
VGEN,2,P51X,,,-2*P1-d2+S3-2*d1-S2,,0

```

```

FLST,3,1,6,ORDE,1
FITEM,3,3
VGEN,2,P51X,,,-3*P1+S3-d2-2*d1,,0

```

```

FLST,3,1,6,ORDE,1
FITEM,3,3
VGEN,2,P51X,,,-4*P1-2*d2-2*d1+2*S3+TK,,0

```

```

FLST,5,6,6,ORDE,4
FITEM,5,3
FITEM,5,5
FITEM,5,15
FITEM,5,-18
VSEL,S,,P51X
CM,V_CERCHAS,VOLUME

```

! CREACIÓN DE LAS PLACAS TRANSVERSALES *****

```

A,43,44,132,131
A,140,139,147,148
A,155,156,164,163
A,171,172,180,179
A,187,188,196,195

```

```
FLST,2,5,5,ORDE,2
FITEM,2,170
FITEM,2,-174
VEXT,P51X, , , -TK,0,0,,,
```

```
FLST,3,5,6,ORDE,2
FITEM,3,19
FITEM,3,-23
VGEN,2,P51X, , , -8*P2-7*d2+2*L6-d2/4+TK, , , ,0
```

```
FLST,5,10,6,ORDE,2
FITEM,5,19
FITEM,5,-28
VSEL,S, , ,P51X
CM,V_PLACASTRANS,VOLUME
```

```
! CREACIÓN DE LOS APOYOS *****
```

```
K,0,TK,I,0
K,271,TK,I,-TK
K,272,TK,I+2*TK,-TK+d3
K,273,TK,I+2*TK,-d3
A,270,271,272,273
```

```
FLST,2,1,5,ORDE,1
FITEM,2,230
VEXT,P51X, , ,TK,0,0,,,
```

```
ALLS
VPLOT
APLOT
```

```
FLST,3,1,6,ORDE,1
FITEM,3,29
VGEN,16,P51X, , ,s, , , ,0
```

```
FLST,3,16,6,ORDE,2
FITEM,3,29
FITEM,3,-44
VGEN,2,P51X, , , , -P1+S3, ,0
```

```
FLST,3,16,6,ORDE,2
FITEM,3,29
FITEM,3,-44
VGEN,2,P51X, , , , -2*P1-d2+S3+S2, ,0
```

```
FLST,3,16,6,ORDE,2
FITEM,3,29
FITEM,3,-44
VGEN,2,P51X, , , , -2*P1-d2+S3-2*d1-S2, ,0
```

```
FLST,3,16,6,ORDE,2
FITEM,3,29
FITEM,3,-44
VGEN,2,P51X, , , , -3*P1+S3-d2-2*d1, ,0
```

```
FLST,3,16,6,ORDE,2
FITEM,3,29
FITEM,3,-44
VGEN,2,P51X, , , , -4*P1-2*d2-2*d1+2*S3+TK, ,0
```

```
FLST,5,96,6,ORDE,2
FITEM,5,29
FITEM,5,-124
VSEL,S, , ,P51X
CM,V_APOYOS,VOLUME
```

```
FLST,5,6,6,ORDE,2
FITEM,5,233
FITEM,5,-238
VSEL,S, , ,P51X
CM,V_IRREG,VOLUME
```

```
ALLS
VPLOT
CMSEL,U,V_APOYOS
CMSEL,U,V_TUBO
CMSEL,U,V_PLACASTRANS
CMSEL,U,V_IRREG
VPLOT
CM,V_CERCHAS,VOLUME
```

```
ALLS
VPLOT
```

```
! CREACIÓN DE LOS PANELES NO OPTIMIZABLES *****
```

```
K,0,-L6,I+2*TK,S3
K,1039,-L6,I+2*TK,-P1+S3-d3
K,1040,P2-L6,I+2*TK,-P1+S3-d3
K,1041,P2-L6,I+2*TK,S3
A,1038,1039,1040,1041
```

```
FLST,2,1,5,ORDE,1
FITEM,2,806
VEXT,P51X, , ,0,d1,0,,,
```

```
FLST,3,1,6,ORDE,1
FITEM,3,125
VGEN,2,P51X, , , , -P1-d2-d3, ,0
```

```
FLST,3,2,6,ORDE,2
FITEM,3,125
FITEM,3,-126
VGEN,8,P51X, , ,P2+d2, , ,0
```

```
FLST,3,16,6,ORDE,2
FITEM,3,125
FITEM,3,-140
VGEN,2,P51X, , , , -2*P1-d2-2*d1, ,0
```

```
FLST,5,32,6,ORDE,2
FITEM,5,125
FITEM,5,-156
VSEL,S, , ,P51X
CM,V_PLACASNO,VOLUME
```

```
ALLS
VPLOT
```

```
! CORTE AL TUBO PARA DEFINIR CONDICIONES DE CONTORNO *****
```

```
CMSEL,S,V_TUBO
VPLOT
WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-2*P1+S3-d2-d1
VSBW,ALL
WPSTYLE,,,,,,,,,0
FLST,5,12,6,ORDE,9
FITEM,5,1
FITEM,5,-2
FITEM,5,4
FITEM,5,6
FITEM,5,-7
FITEM,5,10
FITEM,5,-14
FITEM,5,157
FITEM,5,-158
VSEL,S, , ,P51X
CM,V_TUBO,VOLUME
```

```
FLST,5,4,4,ORDE,4
FITEM,5,2001
FITEM,5,2003
FITEM,5,2005
FITEM,5,-2006
LSEL,S,,P51X
CM,L_FIJA,LINE
ALLS
VPLLOT
```

! CORTES A LOS PANELES PARA CONTINUIDAD CON APOYOS *****

```
CMSEL,S,V_PLACASNO
VPLLOT
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,TK,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+s,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+s,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+2*s,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+2*s,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+3*s,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+3*s,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```


WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+4*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+4*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+5*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+5*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+6*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+6*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+7*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+7*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+8*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+8*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+9*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+9*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+10*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+10*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+11*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+11*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+12*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+12*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+13*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+13*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+14*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+14*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+15*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+15*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

! *****

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK,I,-d3
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK,I,-TK+d3
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK,I,-2*P1-d2+S3+S2-d3
VSBW,ALL

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,TK,I,-2*P1-d2+S3+S2-TK+d3
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,TK,I,-2*P1-d2-2*d1+S3-S2-d3
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,TK,I,-2*P1-d2-2*d1+S3-S2-TK+d3
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,TK,I,-4*P1-2*d2-2*d1+2*S3+TK-d3
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,TK,I,-4*P1-2*d2-2*d1+2*S3+d3
VSBW,ALL
WPSTYLE,,,,,,,,0
```

```
CMSEL,U,V_PLACASTRANS
CMSEL,U,V_CERCHAS
CMSEL,U,V_IRREG
CMSEL,U,V_TUBO
CMSEL,U,V_APOYOS
VPLLOT
CM,V_PLACASNO,VOLUME
```

```
! CORTES EN APOYOS PARA CONTINUIDAD *****
CMSEL,S,V_CERCHAS
VPLLOT
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,TK,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+s,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+s,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+2*s,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+2*s,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+3*s,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+3*s,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+4*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+4*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+5*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+5*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+6*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+6*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+7*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+7*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+8*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+8*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+9*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+9*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+10*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+10*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+11*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+11*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+12*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+12*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+13*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+13*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+14*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+14*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,TK+15*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,2*TK+15*S,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
WPSTYLE,,,,,,,,0
```

```
FLST,5,6,6,ORDE,2
FITEM,5,714
FITEM,5,-719
VSEL,S,,P51X
CM,V_IRREG,VOLUME
```

```
CMSEL,S,V_TUBO
VSEL,A,,,8
CM,V_TUBO,VOLUME
```

```
ALLS
VPLOT
CMSEL,U,V_APOYOS
CMSEL,U,V_IRREG
CMSEL,U,V_TUBO
CMSEL,U,V_PLACASNO
CMSEL,U,V_PLACASTRANS
VPLOT
CM,V_CERCHAS,VOLUME
```

```
! DEFINICION DE ELEMENTOS FINITOS *****
```

```
ET,1,SOLID95
ET,2,SOLID95
```

```
! PROPIEDADES MECANICAS DEL MATERIAL *****
```

```
MP,EX,1,Es
MP,NUXY,1,NU
```

```
MP,EX,2,Es/1E3
MP,NUXY,2,NU
```

```
MP,EX,3,Ea
MP,NUXY,3,NU
```

```
! MODELO DE ELEMENTOS FINITOS *****
```

```
! MALLADO DE LAS ZONAS REGULARES DE LA CERCHA *****
```

```
CMSEL,S,V_CERCHAS
VPLOT
ESIZE,TE
MAT,1
TYPE,1
```


VMESH,V_CERCHAS

ALLS

! MALLADO DE LAS ZONAS IRREGULARES DE LA CERCHA *****

CMSEL,S,V_IRREG

VPLOT

ESIZE,TE,0,

MSHAPE,1,3D

MSHKEY,0

FLST,5,6,6,ORDE,2

FITEM,5,714

FITEM,5,-719

CM,_Y,VOLU

VSEL, , , P51X

CM,_Y1,VOLU

CHKMSH,'VOLU'

CMSEL,S,_Y

VMESH,_Y1

CMDELE,_Y

CMDELE,_Y1

CMDELE,_Y2

! MALLADO DEL TUBO *****

CMSEL,S,V_TUBO

CMPLT

FLST,2,29,5,ORDE,17

FITEM,2,14

FITEM,2,-15

FITEM,2,17

FITEM,2,20

FITEM,2,48

FITEM,2,-49

FITEM,2,89

FITEM,2,105

FITEM,2,-107

FITEM,2,120

FITEM,2,-129

FITEM,2,136

FITEM,2,-139

FITEM,2,146

FITEM,2,-148

FITEM,2,156

FITEM,2,-157

AESIZE,P51X,TE,

```
FLST,5,13,6,ORDE,9
FITEM,5,1
FITEM,5,-2
FITEM,5,4
FITEM,5,6
FITEM,5,-8
FITEM,5,10
FITEM,5,-14
FITEM,5,157
FITEM,5,-158
CM,_Y,VOLU
VSEL,, , ,P51X
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
VSWEEP,_Y1
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2
```

! MALLADO DE LAS PLACAS TRANSVERSALES *****

```
CMSEL,S,V_PLACASTRANS
CMPLOT
ESIZE,TE,0,
MSHAPE,0,3D
MSHKEY,1
```

```
FLST,5,10,6,ORDE,2
FITEM,5,19
FITEM,5,-28
CM,_Y,VOLU
VSEL,, , ,P51X
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
VMESH,_Y1
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2
```

! MALLADO DE LOS APOYOS *****

```
CMSEL,S,V_APOYOS
CMPLOT

ESIZE,TE,0,
FLST,5,96,6,ORDE,2
FITEM,5,29
```

```
FITEM,5,-124
CM,_Y,VOLU
VSEL,, , ,P51X
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
VMESH,_Y1
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2
```

```
! MALLADO DE LOS PANELES NO OPTIMIZABLES *****
```

```
CMSEL,S,V_PLACASNO
CMPLOT
```

```
ESIZE,TE
MAT,1
TYPE,1
VMESH,V_PLACASNO
ALLS
```

```
! CAMBIO A ELEMENTOS NO OPTIMIZABLES Y DE MATERIAL *****
```

```
CMSEL,S,V_TUBO
ESLV,S
EMODIF,ALL,TYPE,2,
```

```
CMSEL,S,V_PLACASNO
ESLV,S
EMODIF,ALL,TYPE,2,
```

```
CMSEL,S,V_PLACASNO
ESLV,S
EMODIF,ALL,MAT,3,
```

```
NUMMRG,NODE
NUMMRG,KP
ALLS
```

```
/AUTO,1
/REP,FAST
```

```
! ESPECIFICA EL TIPO DE SOLUCIONADOR DE ECUACION *****
```

```
FINISH
/SOLU
EQSLV,ITER
```

! CONDICIONES DE CONTORNO *****

CMSEL,S,L_FIJA

NSLL,S,1

D,ALL,ALL,0

! CARGAS APLICADAS *****

CMSEL,S,V_PLACASNO

ASEL,S,LOC,Y,I+2*TK+d1

SFA,ALL,1,PRES,Q

ALLS

! RESOLUCIÓN *****

! REDIRIGIR SALIDA POR PANTALLA_ARCHIVO DE GRAFICOS NEUTRO *****

/SHOW,Densidad,GRPH

! *****

ANTYPE,0

TOCOMP,COMP,SINGLE,1

TOVAR,COMP,OBJ

TOVAR,VOLUME,CON,,85

TOTYPE,OC

TODEF

! CONTROL GRÁFICO DE LA SALIDA *****

/TRIAD,OFF

/CONTOUR,,9

/PLOPTS,MINM,0

/DSCALE,,OFF

! *****

TOLOOP,100,1

FINISH

/SHOW,TERM

SAVE

Anejo III Macro del programa ANSYS para la optimización de topología de estructura global

AIII.1 MACRO DE BLOQUES MACIZOS ASIMÉTRICOS

FINISH

/CLEAR,START

/GRAPHICS,FULL

/CONFIG,NPROC,4

/SHOW,WIN32

!INVERTIR COLORES *****

/RGB,INDEX,100,100,100,0

/RGB,INDEX,80,80,80,13

/RGB,INDEX,60,60,60,14

/RGB,INDEX,0,0,0,15

! *****

/TITLE, BMA_3D

/PREP7

! PARAMETROS *****

L5=50

L3=815

L4=555

L1=4.5*L3+4*L4+L5

L2=3.5*L3+3*L4+L5

```
L6=170
H1=400
H2=600
RE=560/2
e=6
RI=RE-e
S1=2520
S2=740
S3=690
I=H1+H2
EXT=70
Q=3E-4
TE=100
Es=210E3
Ea=70E3
NU=0.3
P1=3210
P2=1350
d1=40
d2=20

! CREACION DEL MODELO *****
K,1,L1+L5+L6,H2,-S3+EXT
K,2,0,0
K,3,8*P2+7*d2,0
K,4,8*P2+7*d2,I
K,5,0,I
K,6,0,0,-S3+EXT
K,7,8*P2+7*d2,0,-S3+EXT
K,8,8*P2+7*d2,I,-S3+EXT
K,9,0,I,-S3+EXT

A,2,3,4,5
CM,A_VIGA1,AREA
ASEL,NONE
A,6,7,8,9
CM,A_VIGA2,AREA
ASEL,NONE
KWPAVE, 1
CYL4,0,0,RE
CM,A_CIRCULO,AREA
ASEL,NONE

/VIEW,1,1,1,1
/ANG,1
/REP,FAST
```

ALLS

APLOT

ASBA, 2, 3

CYL4,0,0,RE, ,RI

ASEL,S, , , 2

CM,A_TUBO,AREA

ASEL,S, , , 4

CM,A_BLOQUE,AREA

ALLS

APLOT

CMSEL,S,A_TUBO

VEXT,ALL, , ,0,0,-2*EXT-4*P1-2*d2-2*d1+2*S3,,,

CMSEL,S,A_BLOQUE

VEXT,ALL, , ,0,0,-2*EXT-4*P1-2*d2-2*d1+2*S3,,,

CMSEL,S,A_VIGA1

VEXT,ALL, , ,0,0,-S3+EXT,,,

FLST,3,1,6,ORDE,1

FITEM,3,3

VGEN,2,P51X, , , , , -EXT-4*P1-2*d2-2*d1+S3, ,0

VSEL,S, , , 1

CM,V_TUBO,VOLUME

ALLS

VPLOT

FLST,2,3,6,ORDE,2

FITEM,2,2

FITEM,2,-4

VGLUE,P51X

CM,V_BLOQUE,VOLUME

ALLS

! DIVISIÓN EN DOS BLOQUES *****

CMSEL,U,V_TUBO

VPLOT

WPCSYS,-1,0

wpoff,0,I,-2*P1-d2

VSBW,ALL

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-2*P1-d2-2*d1
VSBW,ALL
```

```
FLST,5,2,6,ORDE,2
FITEM,5,3
FITEM,5,5
VSEL,S,,P51X
CM,V_BLOQUE1,VOLUME
```

```
FLST,5,2,6,ORDE,2
FITEM,5,2
FITEM,5,6
VSEL,S,,P51X
CM,V_BLOQUE2,VOLUME
```

```
ALLS
VPLOT
VDELE, 7
```

```
! CORTES PARA SITUAR LAS PLACAS NO OPTIMIZABLES EN V_BLOQUE1 *****
```

```
CMSEL,S,V_BLOQUE1
VPLOT
WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-P1
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-P1-d2
VSBW,ALL
```

```
K,0,0,I,0
K,75,0,I,-P1
K,76,P2,I,-P1
K,77,P2,I,0
A,74,75,76,77
```

```
FLST,2,1,5,ORDE,1
FITEM,2,60
VEXT,P51X,,0,d1,0,,,
```

```
FLST,5,4,6,ORDE,3
FITEM,5,3
FITEM,5,-5
FITEM,5,8
VSEL,S,,P51X
```


CM,V_BLOQUE1,VOLUME

VSEL,S,, , 7

CM,V_PLACA,VOLUME

CMSEL,S,V_BLOQUE1

WPCSYS,-1,0

wpoff,P2,I,0

wprot,0,0,90

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,P2+d2,I,0

wprot,0,0,90

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,2*P2+d2,I,0

wprot,0,0,90

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,2*P2+2*d2,I,0

wprot,0,0,90

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,3*P2+2*d2,I,0

wprot,0,0,90

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,3*P2+3*d2,I,0

wprot,0,0,90

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,4*P2+3*d2,I,0

wprot,0,0,90

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,4*P2+4*d2,I,0

wprot,0,0,90

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0

wpoff,5*P2+4*d2,I,0

wprot,0,0,90

VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,5*P2+5*d2,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,6*P2+5*d2,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,6*P2+6*d2,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,7*P2+6*d2,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,7*P2+7*d2,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

CMSEL,U,V_BLOQUE2
CMSEL,U,V_TUBO
CMSEL,U,V_PLACA
VPLOT
CM,V_BLOQUE1,VOLUME

! COLOCACIÓN DE LAS PLACAS NO OPTIMIZABLES EN V_BLOQUE1 *****
ALLS
VPLOT

FLST,3,1,6,ORDE,1
FITEM,3,7
VGEN,8,P51X, , ,P2+d2, , ,0
FLST,3,1,6,ORDE,1
FITEM,3,7
VGEN,2,P51X, , , , -P1-d2, ,0
FLST,3,1,6,ORDE,1
FITEM,3,72
VGEN,8,P51X, , ,P2+d2, , ,0

```
FLST,3,1,6,ORDE,1
FITEM,3,7
VGEN,2,P51X, , , , -P1-d2, ,0
FLST,3,1,6,ORDE,1
FITEM,3,72
VGEN,8,P51X, , , P2+d2, , ,0
CM,V_PLACASNO1,VOLUME
```

```
!CORTES PARA SITUAR LAS PLACAS NO OPTIMIZABLES EN V_BLOQUE2 *****
```

```
CMSEL,S,V_BLOQUE2
VPLOT
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-3*P1-2*d1-d2
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,0,I,-3*P1-2*d1-2*d2
VSBW,ALL
```

```
FLST,5,4,6,ORDE,4
FITEM,5,2
FITEM,5,6
FITEM,5,89
FITEM,5,-90
VSEL,S, , ,P51X
CM,V_BLOQUE2,VOLUME
```

```
CMSEL,S,V_BLOQUE2
WPCSYS,-1,0
wpoff,P2,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,P2+d2,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,2*P2+d2,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```

WPCSYS,-1,0
wpoff,2*P2+2*d2,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,3*P2+2*d2,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,3*P2+3*d2,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,4*P2+3*d2,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,4*P2+4*d2,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,5*P2+4*d2,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,5*P2+5*d2,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,6*P2+5*d2,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

WPCSYS,-1,0
wpoff,6*P2+6*d2,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,7*P2+6*d2,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```

```
WPCSYS,-1,0
wpoff,7*P2+7*d2,I,0
wprot,0,0,90
VSBW,ALL
```

```
CMSEL,U,V_BLOQUE1
CMSEL,U,V_TUBO
CMSEL,U,V_PLACASNO1
VPLOT
CM,V_BLOQUE2,VOLUME
```

```
! COLOCACIÓN DE LAS PLACAS NO OPTIMIZABLES EN V_BLOQUE2 *****
```

```
K,0,0,I,-2*P1-d2-2*d1
K,563,0,I,-3*P1-d2-2*d1
K,564,P2,I,-3*P1-d2-2*d1
K,565,P2,I,-2*P1-d2-2*d1
A,562,563,564,565
```

```
FLST,2,1,5,ORDE,1
FITEM,2,588
VEXT,P51X, , ,0,d1,0,,,
```

```
FLST,3,1,6,ORDE,1
FITEM,3,118
VGEN,8,P51X, , ,P2+d2, , ,0
```

```
FLST,3,1,6,ORDE,1
FITEM,3,118
VGEN,2,P51X, , , , -P1-d2, ,0
FLST,3,1,6,ORDE,1
FITEM,3,154
VGEN,8,P51X, , ,P2+d2, , ,0
```

```
FLST,5,16,6,ORDE,4
FITEM,5,118
FITEM,5,-121
FITEM,5,150
FITEM,5,-161
VSEL,S, , ,P51X
CM,V_PLACASNO2,VOLUME
ALLS
VPLOT
```

WPSTYLE,,,,,,,,,0

/VIEW,1,1,1,1

/ANG,1

/REP,FAST

CMSEL,S,V_TUBO

CMFLOT

WPCSYS,-1,0

wpoff,8*P2+7*d2,I,-2*P1-d2-d1

VSBW,ALL

FLST,5,2,6,ORDE,2

FITEM,5,162

FITEM,5,-163

VSEL,S,,P51X

CM,V_TUBO,VOLUME

FLST,5,4,4,ORDE,4

FITEM,5,1343

FITEM,5,1345

FITEM,5,1347

FITEM,5,-1348

LSEL,S,,P51X

CM,L_FIJA,LINE

ASLL,S,1

CM,A_FIJA,AREA

WPSTYLE,,,,,,,,,0

ALLS

VPLOT

! DEFINICION DE ELEMENTOS FINITOS *****

ET,1,SOLID95

ET,2,SOLID95

! PROPIEDADES MECANICAS DEL MATERIAL *****

MP,EX,1,Es

MP,NUXY,1,NU

MP,EX,2,Es/1E3

MP,NUXY,2,NU

MP,EX,3,Ea

! MODELO DE ELEMENTOS FINITOS *****

FLST,5,14,6,ORDE,14

FITEM,5,10

FITEM,5,14

FITEM,5,22

```
FITEM,5,30
FITEM,5,42
FITEM,5,54
FITEM,5,62
FITEM,5,91
FITEM,5,95
FITEM,5,103
FITEM,5,111
FITEM,5,123
FITEM,5,135
FITEM,5,143
VSEL,S,,P51X
CM,V_REGCAB,VOLUME
```

```
FLST,5,28,6,ORDE,28
FITEM,5,9
FITEM,5,11
FITEM,5,13
FITEM,5,15
FITEM,5,21
FITEM,5,23
FITEM,5,29
FITEM,5,31
FITEM,5,41
FITEM,5,43
FITEM,5,53
FITEM,5,55
FITEM,5,61
FITEM,5,63
FITEM,5,88
FITEM,5,92
FITEM,5,94
FITEM,5,96
FITEM,5,102
FITEM,5,104
FITEM,5,110
FITEM,5,112
FITEM,5,122
FITEM,5,124
FITEM,5,134
FITEM,5,136
FITEM,5,142
FITEM,5,144
VSEL,S,,P51X
CM,V_REG,VOLUME
```

```
FLST,5,6,6,ORDE,4
FITEM,5,45
FITEM,5,-47
FITEM,5,126
FITEM,5,-128
VSEL,S,,P51X
CM,V_IRREG,VOLUME
```

```
FLST,5,56,6,ORDE,31
FITEM,5,2
FITEM,5,-6
FITEM,5,12
FITEM,5,16
FITEM,5,-19
FITEM,5,24
FITEM,5,-27
FITEM,5,32
FITEM,5,-35
FITEM,5,44
FITEM,5,50
FITEM,5,-52
FITEM,5,56
FITEM,5,-59
FITEM,5,64
FITEM,5,-67
FITEM,5,89
FITEM,5,93
FITEM,5,97
FITEM,5,-100
FITEM,5,105
FITEM,5,-108
FITEM,5,113
FITEM,5,-116
FITEM,5,125
FITEM,5,131
FITEM,5,-133
FITEM,5,137
FITEM,5,-140
FITEM,5,145
FITEM,5,-148
VSEL,S,,P51X
CM,V_RAR,VOLUME
```

```
! MALLADO ZONAS REGULARES *****
CMSEL,S,V_REG
CMPLT
ESIZE,TE,0,
```



```
FLST,5,28,6,ORDE,28
FITEM,5,9
FITEM,5,11
FITEM,5,13
FITEM,5,15
FITEM,5,21
FITEM,5,23
FITEM,5,29
FITEM,5,31
FITEM,5,41
FITEM,5,43
FITEM,5,53
FITEM,5,55
FITEM,5,61
FITEM,5,63
FITEM,5,88
FITEM,5,92
FITEM,5,94
FITEM,5,96
FITEM,5,102
FITEM,5,104
FITEM,5,110
FITEM,5,112
FITEM,5,122
FITEM,5,124
FITEM,5,134
FITEM,5,136
FITEM,5,142
FITEM,5,144
CM,_Y,VOLU
VSEL, , , P51X
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
VMESH,_Y1
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2

CMSEL,S,V_REGCAB
CMPLOT
FLST,5,14,6,ORDE,14
FITEM,5,10
FITEM,5,14
FITEM,5,22
FITEM,5,30
FITEM,5,42
```

```
FITEM,5,54
FITEM,5,62
FITEM,5,91
FITEM,5,95
FITEM,5,103
FITEM,5,111
FITEM,5,123
FITEM,5,135
FITEM,5,143
CM,_Y,VOLU
VSEL, , , P51X
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
VMESH,_Y1
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2

CMSEL,S,V_RAR
CMPLOT
FLST,5,56,6,ORDE,31
FITEM,5,2
FITEM,5,-6
FITEM,5,12
FITEM,5,16
FITEM,5,-19
FITEM,5,24
FITEM,5,-27
FITEM,5,32
FITEM,5,-35
FITEM,5,44
FITEM,5,50
FITEM,5,-52
FITEM,5,56
FITEM,5,-59
FITEM,5,64
FITEM,5,-67
FITEM,5,89
FITEM,5,93
FITEM,5,97
FITEM,5,-100
FITEM,5,105
FITEM,5,-108
FITEM,5,113
FITEM,5,-116
FITEM,5,125
```

```
FITEM,5,131
FITEM,5,-133
FITEM,5,137
FITEM,5,-140
FITEM,5,145
FITEM,5,-148
CM,_Y,VOLU
VSEL, , , P51X
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
VMESH,_Y1
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2
```

```
! MALLADO DE LAS ZONAS IRREGULARES *****
```

```
CMSEL,S,V_IRREG
CMPLOT
MSHAPE,1,3D
MSHKEY,0
FLST,5,6,6,ORDE,4
FITEM,5,45
FITEM,5,-47
FITEM,5,126
FITEM,5,-128
CM,_Y,VOLU
VSEL, , , P51X
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
VMESH,_Y1
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2
```

```
FLST,5,16,6,ORDE,16
FITEM,5,8
FITEM,5,20
FITEM,5,28
FITEM,5,36
FITEM,5,48
FITEM,5,-49
FITEM,5,60
FITEM,5,68
FITEM,5,90
FITEM,5,101
```

```
FITEM,5,109
FITEM,5,117
FITEM,5,129
FITEM,5,-130
FITEM,5,141
FITEM,5,149
VSEL,S,,P51X
CM,V_ULT,VOLUME
```

```
CMSEL,S,V_ULT
CMPLLOT
ESIZE,TE,0,
MSHAPE,0,3D
MSHKEY,1
FLST,5,14,6,ORDE,14
FITEM,5,8
FITEM,5,20
FITEM,5,28
FITEM,5,36
FITEM,5,49
FITEM,5,60
FITEM,5,68
FITEM,5,90
FITEM,5,101
FITEM,5,109
FITEM,5,117
FITEM,5,130
FITEM,5,141
FITEM,5,149
CM,_Y,VOLU
VSEL,, ,P51X
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
VMESH,_Y1
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2
CMSEL,S,V_ULT
CMPLLOT
MSHAPE,1,3D
MSHKEY,0
FLST,5,2,6,ORDE,2
FITEM,5,48
FITEM,5,129
CM,_Y,VOLU
VSEL,, ,P51X
```

```
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
VMESH,_Y1
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2
```

```
! MALLADO DEL TUBO *****
```

```
CMSEL,S,V_TUBO
CMPLOT
FLST,2,6,5,ORDE,4
FITEM,2,2
FITEM,2,-3
FITEM,2,55
FITEM,2,-58
AESIZE,P51X,TE,
FLST,5,2,6,ORDE,2
FITEM,5,162
FITEM,5,-163
CM,_Y,VOLU
VSEL,, , ,P51X
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
VSWEEP,_Y1
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2
```

```
! MALLADO DE LAS PLACAS NO OPTIMIZABLES *****
```

```
CMSEL,S,V_PLACASNO1
CMSEL,A,V_PLACASNO2
CMPLOT
MSHAPE,0,3D
MSHKEY,1
FLST,5,32,6,ORDE,11
FITEM,5,7
FITEM,5,37
FITEM,5,-40
FITEM,5,69
FITEM,5,-71
FITEM,5,80
FITEM,5,-87
FITEM,5,118
FITEM,5,-121
FITEM,5,150
```

```
FITEM,5,-161
CM,_Y,VOLU
VSEL,, , ,P51X
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
VMESH,_Y1
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2

FLST,5,16,6,ORDE,7
FITEM,5,7
FITEM,5,37
FITEM,5,-40
FITEM,5,69
FITEM,5,-71
FITEM,5,80
FITEM,5,-87
VSEL,S, , ,P51X
CM,V_PLACASNO1,VOLUME

CMSEL,S,V_TUBO
ESLV,S
EMODIF,ALL,TYPE,2,

CMSEL,S,V_PLACASNO1
ESLV,S
EMODIF,ALL,TYPE,2,

CMSEL,S,V_PLACASNO2
ESLV,S
EMODIF,ALL,TYPE,2,

CMSEL,S,V_PLACASNO1
ESLV,S
EMODIF,ALL,MAT,3,

CMSEL,S,V_PLACASNO2
ESLV,S
EMODIF,ALL,MAT,3,
NUMMRG,NODE
NUMMRG,KP
ALLS

/AUTO,1
/REP,FAST
```

! ESPECIFICA EL TIPO DE SOLUCIONADOR DE ECUACION *****

FINISH

/SOLU

EQSLV,ITER

! CONDICIONES DE CONTORNO *****

CMSEL,S,L_FIJA

NSLL,S,1

D,ALL,ALL,0

! CARGAS APLICADAS *****

CMSEL,S,V_PLACASNO1

CMSEL,A,V_PLACASNO2

CMPLT

FLST,2,46,5,ORDE,46

FITEM,2,83

FITEM,2,86

FITEM,2,100

FITEM,2,103

FITEM,2,128

FITEM,2,134

FITEM,2,137

FITEM,2,168

FITEM,2,171

FITEM,2,213

FITEM,2,223

FITEM,2,230

FITEM,2,237

FITEM,2,264

FITEM,2,269

FITEM,2,271

FITEM,2,276

FITEM,2,303

FITEM,2,305

FITEM,2,356

FITEM,2,362

FITEM,2,374

FITEM,2,380

FITEM,2,392

FITEM,2,453

FITEM,2,458

FITEM,2,488

FITEM,2,492

FITEM,2,522

FITEM,2,526

FITEM,2,532

```
FITEM,2,556
FITEM,2,560
FITEM,2,566
FITEM,2,589
FITEM,2,619
FITEM,2,623
FITEM,2,627
FITEM,2,630
FITEM,2,658
FITEM,2,662
FITEM,2,666
FITEM,2,744
FITEM,2,750
FITEM,2,791
FITEM,2,797
/GO
SFA,P51X,1,PRES,Q
```

```
ALLS
```

```
! RESOLUCIÓN *****
! REDIRIGIR SALIDA POR PANTALLA_ARCHIVO DE GRAFICOS NEUTRO *****
/SHOW,Densidad,GRPH
! *****
```

```
ANTYPE,0
TOCOMP,COMP,SINGLE,1
TOVAR,COMP,OBJ
TOVAR,VOLUME,CON,,85
TOTYPE,OC
TODEF
```

```
! CONTROL GRÁFICO DE LA SALIDA *****
```

```
/TRIAD,OFF
/CONTOUR,,9
/PLOPTS,MINM,0
/DSCALE,,OFF
! *****
```

```
TOLOOP,100,1
FINISH
```

```
/SHOW,TERM
SAVE
```


Anejo IV Macros del programa ANSYS para el postprocesado de la solución

AIV.1 MACRO PARA EL FILTRADO DE LA SOLUCIÓN

ALLS

/POST1

ETABLE, DENSIDAD, TOPO,

ESEL,S,ETAB,DENSIDAD,0.04,1 ! Los dos últimos valores determinan el rango de densidades seleccionado

CM,E_DENS,ELEM

ALLS

CMSEL,U,E_DENS

/PREP7

EMODIF,ALL,MAT,2, ! Cambia el módulo de elasticidad de los elementos fuera del rango de densidades

ALLS

AIV.2 MACRO DE ANÁLISIS ESTÁTICO Y DE PANDEO

/COM, SOLUCION DE AUTOVALORES: PRIMER PASO

/COM,

/SOLU ! análisis

ANTYPE,STAT ! tipo de análisis estático

PSTRES,ON ! considera contribución de esfuerzos en rigidez

SOLVE ! resuelve

FINISH

```
/COM,  
/COM, SOLUCION DE AUTOVALORES: SEGUNDO PASO  
/COM,  
  
/SOLU                                ! análisis  
ANTYPE,BUCKLE,NEW                    ! programa análisis de pandeo lineal  
BUCOPT,LANB,4                        ! extrae 4 modos de pandeo por el método de Block Lanczos  
SOLVE  
FINISH
```